



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER SIRKULAR
SEBAGAI PENGANGGU ALIRAN DI DEPAN SISI
RETURNING BLADE TERHADAP PERFORMA TURBIN
ANGIN SAVONIUS**

“Studi Kasus Untuk $(d/D) = 0,2$; $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$; $(Re) = 3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$ ”

SATRIA BAYU MANGKUNEGORO
NRP. 2112100704

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 141585

**EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF
CIRCULAR CYLINDER AS FLOW DISTURBANCE NEXT
TO RETURNING BLADE AGAINST THE PERFORMANCE
OF WIND TURBINE TYPE SAVONIUS**

“Case Study for Comparison $d/D = 0.2$; Interval $S/D = 1.5 < S/D < 2.4$; Reynolds Number = 3×10^4 , 6×10^4 and 9×10^4 ”

SATRIA BAYU MANGKUNEGORO
NRP. 2112100704

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER SINGKULAR
SEBAGAI PENGANGGU ALIRAN DI DEPAN SISI
RETURNING BLADE TERHADAP PERFORMA TURBIN
ANGIN TIPE SAVONIUS**

“Studi Kasus (d/D) = 0,2; (S/D) = 1,5 $\leq S/D \leq$ 2,4 dan Bilangan
Reynolds = $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ ”

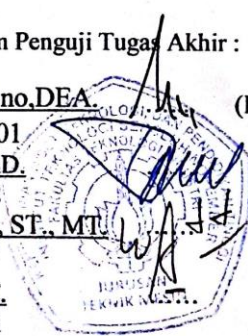
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

SATRIA BAYU MANGKUNEGORO
NRP. 2112 100 704

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof.Dr.Ir. Triyogi Yuwono,DEA. (Pembimbing)
NIP. 196001291987011001
 2. Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD. (Penguji I)
NIP. 196412281990031002
 3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 19710405199702100
 4. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. (Penguji III)
NIP. 196202161995121001
- 

SURABAYA

JANUARI, 2017

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER SINGKULAR SEBAGAI PENGANGGU ALIRAN DI DEPAN SISI RETURNING BLADE TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS

“ Studi Kasus Untuk $(d/D) = 0,2$; $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$; $(Re) = 3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$ ”

Nama Mahasiswa : Satria Bayu Mangkunegoro
NRP : 2112100704
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstrak

Energi di Indonesia khususnya dan di dunia pada umumnya terus mengalami peningkatan kebutuhan, karena pertambahan penduduk, pertumbuhan ekonomi, dan pola konsumsi energi itu sendiri yang senantiasa meningkat. Energi fosil yang selama ini merupakan sumber energi utama, ketersediaannya sangat terbatas dan memerlukan waktu yang sangat lama untuk dapat kembali menyediakan energi fosil ini. Untuk mengatasi hal ini, energi terbarukan dapat menjadi salah satu solusi yang sangat baik. Salah satu energi terbarukan yang belum dimanfaatkan secara maksimal adalah energi angin. Penelitian ini membahas tentang pemanfaatan energi angin sebagai penghasil listrik dengan menggunakan turbin angin tipe Savonius. Turbin angin Savonius merupakan turbin angin dengan sumbu vertikal yang memanfaatkan fluida dengan massa dan kecepatan tertentu sebagai penggerakannya. Fluida yang bergerak tersebut akan mengakibatkan adanya gaya drag yang diterima turbin. Pada penelitian ini, diberikan pengganggu berupa silinder sirkular di depan *returning blade*. Tujuan diberikannya silinder pengganggu ini adalah untuk mengurangi gaya drag yang diterima oleh *returning blade* sehingga torsi dan daya yang dihasilkan turbin Savonius akan meningkat. Untuk mengetahui pengaruh paling efektif maka diberikan variasi jarak antara sumbu silinder sirkular dengan sumbu *returning blade* turbin Savonius.

Turbin Savonius memiliki dua sudu yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Diameter sudu (D) yang digunakan yaitu 101,6 mm dan tinggi sudu yaitu 300 mm. Penelitian dilakukan di ruangan terbuka dengan menggunakan *blower* sebagai media penghasil angin. Penghalang yang digunakan berupa silinder sirkular dengan diameter (d) 20,32 mm atau dengan nilai (d/D) sebesar 0,2 dan diletakkan di depan *returning blade*. Sedangkan variasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah bilangan *Reynolds* (Re) dan jarak antara pusat penghalang dengan pusat *returning blade* (S/D). Variasi (Re) berturut – turut adalah $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$ yang didapatkan berdasarkan perhitungan kecepatan *free stream* (U) dan panjang karakteristik dari turbin angin (2D-b), sedangkan variasi (S/D) yang digunakan yaitu $1,5 \leq S/D \leq 2,4$. Pengukuran kecepatan aliran fluida diamati dengan menggunakan *anemometer*, pengukuran putaran turbin menggunakan *tachometer*, dan torsi keluaran turbin diukur dengan menggunakan *brake dynamometer*.

Hasil yang diperoleh dari penelitian ini adalah penggunaan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* terbukti efektif dalam meningkatkan performa turbin angin. Hal ini ditandai dengan putaran dari turbin Savonius memiliki kenaikan maksimal sebesar 1,8 kali lebih besar dibanding bila turbin tanpa silinder pengganggu pada $Re = 3,0 \times 10^4$; torsi statis memiliki kenaikan maksimal sebesar 3,33 kali lebih besar dibanding bila turbin tanpa silinder pengganggu pada $Re = 6,0 \times 10^4$ dan *Coefficient of Power* memiliki kenaikan maksimal sebesar 5,6 kali lebih besar dibanding bila turbin tanpa silinder pengganggu pada $Re = 3,0 \times 10^4$. Selain itu, variasi jarak S/D yang diteliti berpengaruh terhadap performa turbin Savonius. Untuk semua bilangan *Reynolds* yang digunakan dalam penelitian ini didapatkan bahwa jarak S/D = 1,8 terbukti efektif meningkatkan performa turbin Savonius. Hal ini ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin.

(Kata kunci : Energi angin, Turbin Savonius, *Coefficient of Power*)

EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF CIRCULAR CYLINDER AS FLOW DISTURBANCE NEXT TO RETURNING BLADE AGAINST THE PERFORMANCE OF WIND TURBINE TYPE SAVONIUS

“Case Study for Comparison $d/D = 0.2$; Interval $S/D = 1.5 < S/D < 2.4$; Reynolds Number = 3×10^4 , 6×10^4 and 9×10^4 ”

Student Name : Satria Bayu Mangkunegoro
NRP : 2112100704
Major : Mechanical Engineering of Sepuluh
Nopember Institute of Technology
Advisor : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstract

Use of energy in indonesia always getting increased because of many factors, such as economic growth and inhabitant increasement. By the time, fossil's energy is getting decreased and needs much time to get completely new. For solving this kind of problem, renewable energy could be an alternative way. One of this renewable energy is wind energy. This experiment will investigate about converted wind energy into electricity using Savonius wind turbine. Savonius wind turbine is vertical axis turbine that works due to drag which operates in turbine blades. However Savonius turbines have low performance. In this research, an obstacle cylinder placed in front of returning blade to reduce its drag force and improve the performance of Savonius turbine.

Savonius Wind turbine has 2 blades, returning and advancing blade. Diameter blade **D** is 101,6 mm with height **h** 300 mm. This investigation has did in external condition using blower as source of wind speed. An obstacle cylinder having a diameter **d** of 60 mm is used as a disturbance located in front of returning blade of turbine. This disturbance is located in various spacing positions of $S/D = 1.5, 1.7, 1.8, 1.9, 2.0, 2.1, 2.2, 2.3$, and 2.4. The free stream velocity of blower could be adjusted to 2,48 m/s;

4,95 m/s; and 7,43 m/s, corresponding respectively to Reynolds number $Re = 3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$ (based on equivalent length of $L = 2D-b$, where b is the width of overlap of the two turbine blades, and the free stream velocity. The velocity of wind is measured by anemometer. The rotation of turbine is measured by tachometer. The static torque is measured by torquemeter, and dynamic torque of turbine is measured by brake dynamometer mechanism.

The result of the experiment show that the influence of obstacle is effective in improving the performance of Savonius turbine. This is shown by the rotation of turbine has maximal increased to 1,8 times higher than rotation savonius wind turbine without disturbance at $Re = 3,0 \times 10^4$; static torque has maximal increased to 3,33 times higher than static's torque savonius wind turbine without disturbance at $Re = 6,0 \times 10^4$; and Coefficient of Power has maximal increased to 5,6 times higher than Coefficient of Power savonius wind turbine without disturbance at $Re = 3,0 \times 10^4$. Beside that, variation spacing positions in this research affected to the wind turbine performance. To all the Reynolds number used in this experiment, the spacing position of $S/D = 1,8$ is the most effective to improve the performance of the Savonius turbine used in this research. It is indicated by the peak of the rotation of turbine, the static torque and the Coefficient of Power of the turbine.

(Keywords: Wind energy, Savonius wind turbine, *Coefficient of Power*)

KATA PENGANTAR

Puji Syukur penulis haturkan kepada Tuhan Yang Maha Esa yang maha baik, maha pengasih dan penyayang. Sehingga, atas kuasaNya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul:

**Studi Eksperimen Pengaruh Jarak Antara Silinder
Penggangu Sirkular Dengan *Returning Blade* Turbin Angin
Tipe Savonius Terhadap Performa Turbin**

“Studi kasus untuk perbandingan diameter silinder penggangu terhadap diameter sudu turbin (d/D) = 0,2”

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada:

1. **Orang tua penulis, Ir. Ridwan Horas Siahaan dan Hilderia Pardede serta kedua adik, Kevin Geraldo dan Brillian Jonathan** yang telah memberi dukungan secara moril dan materil, serta doa yang tak pernah putus sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

2. **Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**, selaku pembimbing dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terimakasih atas bimbingan, arahan, dan motivasi yang tak kunjung henti.

3. **Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D, Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., Ph.D, serta Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**, selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun.

4. **Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS** yang pernah memberikan ilmunya kepada penulis, atas dukungan serta bantuannya sehingga memberi kemudahan kepada penulis dalam perkuliahan.

5. **ITS Team Sapuangin dan Bapak Ir. Witantyo, M.Eng.Sc.**, yang telah memberikan segudang ilmu dan pengalaman kepada penulis.

6. **Sahabat Savonius, Ando, Riva, Adro, Wahid, Irfan dan Adhi**, selaku rekan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terimakasih atas ilmu, semangat, motivasi, hiburan dan bantuan baik moril maupun materil.
7. **Keluarga Kolak, Gilas, Azis, Faisal, Irfan, Ando, Riva, Wahid, Doni, Fian, dan alm. Laudy** sebagai teman segala-galanya. Terima kasih untuk canda, tawa, dan hal-hal menyenangkan lainnya selama ini.
8. **Arek-arek Tapanuli**, yang telah membuat masa perkuliahan penulis menjadi menyenangkan.
9. **Divisi Roda 4 "Bertenaga" dan Rekan LBMM**, yang telah menjadi keluarga kecil penulis selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS.
10. **Wawan, Fikry, Bagus, Ikhsan, dan Ad Zikri**, sebagai sahabat yang selalu memberi motivasi dan semangat kepada penulis.
11. **Rekan-rekan M55** sekalian, yang berjuang bersama-sama sejak menjadi Mahasiswa Baru 2012 hingga penulis menyelesaikan studi di Teknik Mesin FTI-ITS. Terima kasih untuk semua *moment* yang ada. Semoga kita benar-benar menjadi generasi tumpuan bangsa yang *uber alles*.

Surabaya, Januari 2017
Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Tujuan Penelitian.....	5
1.4. Batasan Masalah.....	5
1.5. Manfaat Penelitian.....	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Dasar Teori.....	7
2.1.1. Aliran <i>Viscous</i> dan <i>Inviscid</i>	7
2.1.2. Aliran Laminar dan Turbulen.....	8
2.1.3. <i>Drag Force</i>	10
2.1.4. <i>Reynolds Number</i>	10
2.1.5. Karakteristik Aliran Melewati Silinder.....	11
2.1.6. Turbin Angin.....	14
2.1.7. Turbin Angin Savonius.....	16
2.1.8. Perhitungan Performa Turbin.....	17
2.2. Penelitian Terdahulu.....	19
2.2.1. Penelitian Silinder dengan Pengganggu (<i>Passive Control</i>).....	19
2.2.1. Penelitian Peningkatan Performansi Turbin Savonius.....	26
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1. Parameter yang Diukur.....	31
3.2. Analisa Dimensi.....	31

3.2.1. Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient Of Power (CoP)</i>	32
3.3 Peralatan.....	35
3.3.1 Blower.....	35
3.3.2 Benda Uji.....	36
3.3.3 Alat Ukur.....	37
3.3.3.1 Ketidakpastian pengukuran.....	43
3.4. Prosedur Penelitian.....	43
3.5. <i>Flowchart</i> Penelitian.....	45
BAB 4 ANALISA DATA dan PEMBAHASAN	
4.1 Data Penelitian.....	47
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds.....	47
4.2 Contoh Perhitungan.....	49
4.2.1 Perhitungan Besar Nilai Torsi Dinamis.....	49
4.2.2 Perhitungan Coefficient of Power (CoP).....	50
4.2.3 Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR).....	50
4.3 Analisa Performa Turbin <i>Savonius</i> tanpa Pengganggu..	51
4.3.1 Analisa Putaran Turbin <i>Savonius</i> Tanpa Pengganggu.....	51
4.3.2 Analisa Torsi Statis Turbin <i>Savonius</i> tanpa Pengganggu.....	52
4.3.3 Analisa Coefficient of Power (CoP) Turbin <i>Savonius</i> tanpa Pengganggu.....	53
4.4 Analisa Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin <i>Savonius</i>	54
4.4.1 Analisa putaran turbin <i>Savonius</i> berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$	54
4.4.2 Analisa torsi statis turbin <i>Savonius</i> berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$	58
4.4.3 Analisa torsi statis turbin <i>Savonius</i> berpengganggu pada jarak $S/D = 1,8$	62
4.4.4 Analisa Coefficient of Power (CoP) turbin <i>Savonius</i> berpengganggu	

sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$	64
4.4.5 Analisa Coefficient of Power (CoP)	
turbin <i>Savonius</i> berpengganggu	
sebagai fungsi tip speed ratio (TSR)	
pada jarak $S/D = 1,5-2,4$	68
4.4.6 Visualisasi Aliran.....	71
BAB 5 KESIMPULAN dan SARAN	79
DAFTAR PUSTAKA	81
LAMPIRAN	83
BIODATA PENULIS	89

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Distribusi aliran <i>inviscid</i> pada sebuah silinder	7
Gambar 2.2.	Distribusi kecepatan aliran.....	9
Gambar 2.3	Skema aliran fluida melewati silinder pada sisi <i>upstream</i>	12
Gambar 2.4	Skema terjadinya separasi aliran fluida.....	13
Gambar 2.5	Turbin Savonius.....	15
Gambar 2.6	Turbin Darrieus.....	15
Gambar 2.7	Bentuk sederhana turbin Savonius.....	16
Gambar 2.8	Skema putaran turbin Savonius.....	17
Gambar 2.9	Geometri benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002)....	20
Gambar 2.10	Grafik bilangan <i>Reynolds</i> terhadap koefisien drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	20
Gambar 2.11	Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	21
Gambar 2.12	Geometri benda uji (S.J. Lee et al, 2004).....	20
Gambar 2.13	Grafik variasi nilai d/D terhadap koefisien drag (S.J. Lee et al, 2004).....	23
Gambar 2.14	Grafik variasi nilai L/D terhadap koefisien drag (S.J. Lee et al, 2004).....	23
Gambar 2.15	Visualisasi aliran daerah antara silinder pengganggu dan silinder utama untuk $d/D=0,223$ (a) $L/D = 2,0$; (b) $2,08$; (c) $2,5$; (d) $3,0$	25
Gambar 2.16	Geometri dari susunan turbin dan penghalang (B. D. Altan et al, 2008).....	27
Gambar 2.17	Grafik variasi panjang plat terhadap C_p (B. D. Altan et al, 2008).....	28
Gambar 2.18	Pengaruh besar sudut α dan β dengan putaran turbin (B. D. Altan et al, 2008)....	28
Gambar 2.19	Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan benda penghalang berupa silinder (Retno et al, 2016)....	29
Gambar 2.20	Grafik perbandingan Coefficient of Power	

	antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP ₀) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi et al, 2016).....	30
Gambar 3.1.	Skema penelitian (pandangan atas dan samping)...	31
Gambar 3.2.	Blower CKE SPV-18.....	35
Gambar 3.3.	Skema Penelitian dan Dimensi Alat.....	36
Gambar 3.4.	Turbin Angin Savonius.....	36
Gambar 3.5.	Silinder Pengganggu.....	37
Gambar 3.6.	Tachometer OMEGA seri HHT12.....	37
Gambar 3.7.	Skema pengukuran <i>brake dynamometer</i>	38
Gambar 3.8.	Skema mekanisme <i>brake dynamometer</i>	39
Gambar 3.9.	Timbangan Shimadzu ELB300.....	41
Gambar 3.10	Anemometer.....	42
Gambar 3.11	Diagram Alir Penelitian.....	46
Gambar 4.1	Grafik Putaran Turbin Angin tanpa Silinder Penggangu sebagai Fungsi Bilangan Reynolds..	52
Gambar 4.2	Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	53
Gambar 4.3	Grafik CoP Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	54
Gambar 4.4	Grafik Putaran Turbin Angin Savonius berpengganggu (n) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	55
Gambar 4.5	Grafik Perbandingan Putaran Antara Turbin Angin Savonius berpengganggu dan tanpa Silinder Pengganggu (n/n ₀) sebagai Fungsi Jarak $S/D = 1,5-2,4$	57
Gambar 4.6	Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius berpengganggu sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	58
Gambar 4.7	Grafik Perbandingan Torsi Statis Antara Turbin Angin Savonius berpengganggu	

	dan tanpa Silinder Pengganggu (T/T_0) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5-2,4$	61
Gambar 4.8	Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu (T) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada jarak $S/D = 1,8$	62
Gambar 4.9	Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 -2,4$	63
Gambar 4.10	Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) pada Jarak $S/D = 1,8$ sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	64
Gambar 4.11	Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	67
Gambar 4.12	Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Berpengganggu sebagai Fungsi TSR dan S/D pada Bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$	68
Gambar 4.13	Kontur tekanan turbin angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4	72
Gambar 4.14	Kontur tekanan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4	72
Gambar 4.15	Kontur tekanan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudu 120°	73
Gambar 4.16	Kontur tekanan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudu 40°	73
Gambar 4.17	Kontur kecepatan turbin angin Savonius tanpa	

	pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4	75
Gambar 4.18	Kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4	75
Gambar 4.19	Kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudu 120°	76
Gambar 4.20	Kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudu 40°	76
Gambar A.7	Grafik Keseragaman Aliran pada Jarak 4m.....	86

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Dimensi susunan curtain (B. D. Altan et al, 2008).....	27
Tabel 3.1 Spesifikasi Blower CKE-SPV 18.....	35
Tabel 3.2 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12.....	38
Tabel 3.3 Spesifikasi Pegas	38
Tabel 3.4 Spesifikasi Benang Nilon Optimum.....	40
Tabel 3.5 Spesifikasi Timbangan Shimadzu ELB300.....	41
Tabel 3.6 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer	42
Tabel 3.7 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer	42
Tabel 3.8 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer	43
Tabel 4.1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Penggangu	51
Tabel A1. Data Putaran Turbin angin Savonius.....	83
Tabel A2. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius.....	83
Tabel A3. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius pada S/D= 1,8	83
Tabel A4. Data Coefficient of Power Turbin angin Savonius.....	84
Tabel A5. Data Cop dan TSR Turbin angin Savonius	85
Tabel A6. Data Perhitungan bilangan Reynolds dan Cop pada S/D = 1,8	85
Tabel A.7 Data Kecepatan Angin pada Jarak 4m.....	87

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi di Indonesia khususnya dan di dunia pada umumnya terus mengalami peningkatan kebutuhan, karena pertambahan penduduk, pertumbuhan ekonomi, dan pola konsumsi energi itu sendiri yang senantiasa meningkat. Sedangkan energi fosil yang selama ini merupakan sumber energi utama, ketersediaannya sangat terbatas dan terus mengalami penipisan. Proses alam memerlukan waktu yang sangat lama untuk dapat kembali menyediakan energi fosil ini. Upaya-upaya pencarian sumber energi alternatif selain fosil menyemangati para peneliti di berbagai negara untuk mencari energi lain yang kita kenal sekarang dengan istilah energi terbarukan. Energi terbarukan dapat didefinisikan sebagai energi yang secara cepat dapat diproduksi kembali melalui proses alam. Energi terbarukan meliputi energi air, panas bumi, matahari, serta angin.

Energi angin merupakan energi terbarukan yang sangat fleksibel dan merupakan salah satu energi yang berkembang pesat di dunia saat ini. Angin juga merupakan sumber energi yang jumlahnya melimpah dan tidak menimbulkan polusi udara karena tidak menghasilkan gas buang yang dapat menyebabkan efek rumah kaca. Negara Indonesia memiliki potensi energi angin yang umumnya berkecepatan lebih dari 5 meter per detik (m/detik). Berdasarkan data peta potensi angin di Indonesia (B2TE – BPPT, 2015), angin di Indonesia memiliki kecepatan yang bervariasi, umumnya dikategorikan sebagai angin berkecepatan rendah sekitar 4-7 m/s.

Salah satu pemanfaatan energi angin adalah dengan menggunakan turbin angin. Turbin angin mampu mengubah energi kinetik angin menjadi energi listrik dengan bantuan generator. Ada berbagai macam turbin angin yang sampai saat ini digunakan dan salah satunya adalah turbin *Savonius*. Turbin *Savonius* adalah turbin angin yang memiliki poros tegak lurus dengan sudu turbin

(VAWT). Pada umumnya turbin *Savonius* memiliki konfigurasi dua atau tiga sudu turbin. Sudu turbin *Savonius* yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* adalah sudu cekung yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran dan *returning blade* adalah sudu cembung tegak lurus terhadap arah datangnya aliran. Kerja dari turbin ini adalah dengan memanfaatkan aliran fluida yang bergerak dengan kecepatan tertentu searah dengan sudu turbin sehingga menimbulkan gaya *drag* pada sudu-sudunya. Gaya *drag* total yang diakibatkan oleh aliran fluida tersebut adalah selisih dari gaya *drag* pada sisi *advancing blade* dan *returning blade*. Besar gaya *drag* tersebut dikonversi menjadi gaya putar sudu turbin sehingga didapatkan daya turbin. Daya turbin yang didapatkan inilah yang menjadi bahasan utama pada penelitian ini untuk mencari nilai efisiensi yang optimal. Daya keluaran turbin angin memiliki besar yang relatif rendah. Berbagai macam alternatif dilakukan untuk meningkatkan efisiensi turbin. Langkah optimasi daya turbin dapat dilakukan dengan memperkecil gaya *drag* pada sisi *returning blade*.

Terdapat sejumlah penelitian yang telah dilakukan terkait dalam peningkatan performa turbin angin tipe *Savonius*. **Tsutsui Igarashi (2002)** dengan memberi pengganggu berupa silinder sirkular pada aliran yang melewatinya, menyebabkan gaya *drag* pada daerah belakang benda pengganggu berkurang. Selain itu pada penelitian **S.J Lee et al (2009)** tentang pengaruh penambahan *inlet disturbance body* berupa silinder sirkular dengan memvariasikan jarak longitudinal diantara *disturbance body* maupun silinder sirkular (L/d), rasio diameter *inlet disturbance body* dengan silinder sirkular (d/D), serta bilangan Reynolds. Dari penelitian tersebut, didapatkan hasil bahwa penggunaan benda penghalang pada sebuah aliran fluida mengakibatkan penurunan gaya *drag* pada benda yang diletakkan di belakangnya yang disebabkan oleh perubahan *boundary layer* aliran fluida yang melewatinya. Dalam penelitian yang lain, **B. D. Altan et al (2008)** melakukan penelitian untuk meningkatkan performansi dari Turbin *Savonius* dengan menambahkan pengganggu berupa plat di depan

returning blade turbin *Savonius* untuk mencegah timbulnya torsi negative. Penelitian ini dilakukan dengan variasi panjang plat pengganggu dan besar sudut plat, dengan bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$. Ketika susunan pengganggu yang paling optimal digunakan, performansi dan efisiensi dari turbin meningkat. Penelitian ini juga dilakukan di dalam wind tunnel dan menghasilkan maximum power coefficient sebesar 0.385.

Penelitian serupa dilakukan **Retno Dewi (2016)** tentang optimalisasi daya output dari turbin angin tipe *Savonius* dengan menggunakan pengganggu berupa silinder dengan ukuran dimensi diameter 45 mm, panjang 280 mm, dan jarak dari pusat returning blade turbin angin $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan wind tunnel dengan jenis subsonic, open circuit. Hasil yang didapat menunjukkan bahwa penambahan silinder pengganggu efektif dalam meningkatkan performa turbin pada jarak $S/D = 1,7$. Namun, hasil dari penelitian ini dirasa masih kurang valid karena perbandingan antara luasan turbin angin dengan wind tunnel terlalu besar, sehingga diperkirakan efek dari *blockage* pada aliran *freestream* di wind tunnel juga semakin besar. Untuk itu diperlukan penelitian lanjutan untuk mengurangi efek *blockage* dan juga diharap dapat meningkatkan performa dari turbin.

1.2 Perumusan Masalah

Penelitian ini menggunakan turbin angin tipe *Savonius*. Turbin *Savonius* dalam penelitian kali ini memiliki dua sudu turbin yaitu sudu cekung (*advancing blade*) dan sudu cembung (*returning blade*) Kedua sudu tersebut memiliki gaya *drag* yang disebabkan oleh aliran yang menabrak permukaan sudu. Besar gaya *drag* yang ditimbulkan pada *advancing blade* lebih besar daripada gaya *drag* pada *returning blade*. Gaya *drag* total yang dihasilkan merupakan selisih dari gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade*. Gaya *drag* total kemudian dikali dengan lebar sudu turbin yang akan menghasilkan torsi.

Untuk menaikkan nilai torsi, kita dapat meningkatkan nilai dari gaya *drag* total dengan memasang pengganggu di depan *returning blade*. Pengganggu tersebut menyebabkan kondisi boundary layer pada *returning blade* akan terganggu. *Boundary layer* fluida menjadi lebih cepat turbulen dan memiliki momentum yang lebih besar untuk mengatasi gesekan dan *adverse pressure gradient*. Hal ini akan menunda terjadinya separasi pada *returning blade* sehingga menghasilkan daerah *wake* yang lebih kecil. Semakin kecil daerah *wake* yang terbentuk, akan menghasilkan gaya *drag* yang semakin kecil pula.

Hipotesa awal dari penelitian ini adalah :

1. Silinder sirkular diletakkan di depan *returning blade* sebagai pengganggu efektif dalam mengganggu turbin angin. Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder pengganggu diduga mempercepat pertumbuhan *boundary layer* pada *returning blade* menjadi turbulen. Akibatnya titik separasi mundur ke belakang dan gaya *drag* menurun.
2. Penambahan silinder pengganggu diharapkan dapat menurunkan tekanan di depan *returning blade* sehingga menyebabkan gaya *drag* yang diterima *returning blade* berkurang, dengan menurunnya gaya *drag* pada *returning blade* maka torsi dan daya yang dihasilkan oleh turbin dapat meningkat.
3. Pengaruh perubahan jarak antar dua pusat silinder (S/D) dapat mereduksi *drag* yang terjadi pada bagian *returning blade* turbin Savonius. Pada S/D yang terlalu kecil penambahan silinder pengganggu kurang efektif mengganggu kondisi *boundary layer* *returning blade*. Semakin besar nilai S/D , maka silinder pengganggu semakin efektif mengganggu kondisi *boundary layer* *returning blade*. Tetapi jika nilai S/D terlalu besar dapat menyebabkan sifat dari silinder pengganggu dan *returning blade* menjadi sendiri-sendiri dengan kata

lain silinder pengganggu dan *returning blade* tidak saling mempengaruhi satu sama lain.

Untuk membuktikan hipotesa diatas maka dilakukan penelitian dengan menggunakan turbin angin tipe *Savonius* dengan diameter (D) = 101,6 mm serta silinder pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter 20,32 mm atau dengan nilai (d/D) sebesar 0,2. Jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ dengan bilangan *Reynolds* = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari studi eksperimental yaitu optimalisasi performa dari turbin angin tipe *Savonius* dan mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* terhadap performa turbin *Savonius*. Nilai perbandingan besar silinder pengganggu dengan diameter *returning blade* yang digunakan adalah (d/D) = 0,2. Silinder pengganggu ini akan diletakkan didepan *returning blade* turbin *Savonius* dengan bidang tegak lurus aliran fluida dengan nilai (S/D) = $1,5 \leq S/D \leq 2,4$. Pada penelitian ini akan dilakukan beberapa pengukuran sebagai berikut :

1. Putaran dari turbin *Savonius* ketika diberi aliran udara dengan bilangan *Reynolds* $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$.
2. Torsi statis dari turbin *Savonius* ketika diberi aliran udara dengan bilangan *Reynolds* $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$.
3. Torsi dinamis dari turbin *Savonius* ketika diberi aliran udara dengan bilangan *Reynolds* $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$.

1.4 Batasan Masalah

Pada penelitian ini batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Fluida yang mengalir adalah udara dalam kondisi aliran *steady*, *incompressible*, dan *uniform* pada sisi *upstream*.
2. Analisa aliran yang dilakukan yaitu aliran dua dimensi.
3. Analisa aliran yang dilakukan adalah *external flow*.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan referensi rancangan turbin angin *Savonius* yang sesuai dengan profil kecepatan angin di Indonesia.
2. Mengetahui hasil konfigurasi yang tepat dengan variasi yang dilakukan.
3. Memberikan kontribusi pada pengembangan energi terbarukan khususnya energi angin di Indonesia.

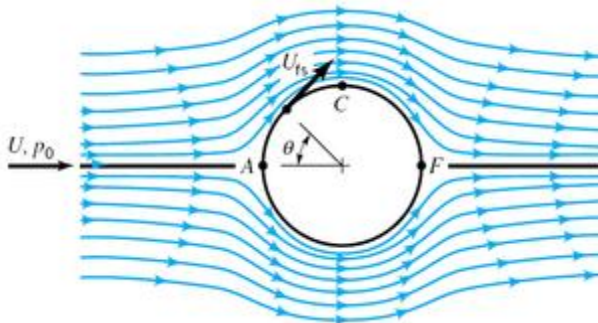
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Aliran *Viscous* dan *Inviscid*

Kekentalan (viskositas) suatu fluida adalah sifat yang menentukan besar daya tahannya terhadap gaya geser atau ukuran penolakan sebuah fluida terhadap perubahan bentuk di bawah tekanan shear. Aliran fluida jika dilihat dan dikaji dari pengaruh viskositasnya dapat dibedakan menjadi dua aliran yaitu aliran *viscous* (*viscous flow*) dan aliran *non viscous* (*inviscid flow*). Aliran inviscid atau aliran fluida ideal adalah aliran yang tidak dipengaruhi viskositas/kekentalan sehingga aliran ini tidak memiliki tegangan geser dan kehilangan energi. Dalam kenyataannya aliran fluida ideal tidak ada. Konsep ini digunakan para peneliti terdahulu untuk membentuk persamaan aliran fluida dan pengaplikasiannya di lapangan ditambahkan faktor penyesuaian sesuai kondisi nyata. Gambar 2.1 dibawah ini mengilustrasikan aliran inviscid melalui sebuah pilar berbentuk tabung.



Gambar 2.1 Distribusi aliran *inviscid* pada sebuah silinder

Sedangkan Aliran *viscous* adalah aliran fluida dimana gaya gesek yang ditimbulkan oleh suatu benda yang dilewati aliran tersebut mempengaruhi fluida sehingga mengalami deformasi. Hal

itu terjadi karena benda yang dilewati aliran tersebut memiliki koefisien gaya gesek dan arah yang berlawanan dengan arah datangnya aliran. Sehingga kecepatan aliran akan berkurang dan pada titik dimana aliran menyentuh permukaan benda, kecepatan aliran berhenti atau memiliki kecepatan nol. Akibat adanya viskositas fluida yang dipengaruhi gaya gesek sebuah benda, gaya gesek sebuah benda pada aliran laminar dapat dihitung dengan persamaan :

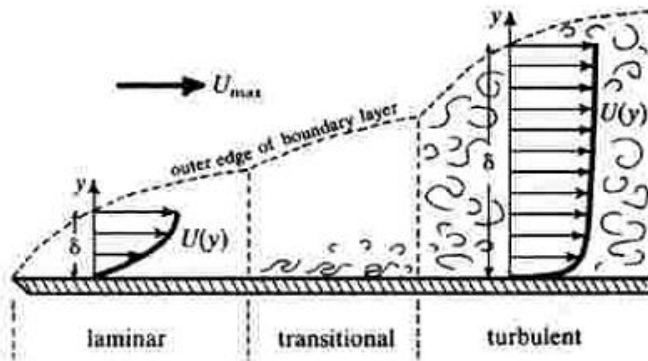
$$\tau_{xy} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.1)$$

dimana :

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \text{gaya gesek yang timbul} \\ \mu &= \text{koefisien gesek statis benda} \\ \frac{du}{dy} &= \text{gradient kecepatan fluida} \end{aligned}$$

2.1.2 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran *viscous* dibedakan menjadi dua yaitu aliran laminar dan turbulen. Aliran laminar adalah aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan yang membentuk garis-garis alir dan tidak berpotongan satu sama lain. Alirannya relatif mempunyai kecepatan rendah dan fluidanya bergerak sejajar & mempunyai batasanbatasan yang berisi aliran fluida. Partikel fluida mengalir atau bergerak dengan bentuk garis lurus dan sejajar. Laminar adalah ciri dari arus yang berkecepatan rendah, dan partikel sedimen dalam zona aliran berpindah dengan menggelinding (rolling) ataupun terangkat (saltation). Pada laju aliran rendah, aliran laminar tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran. Aliran laminar mempunyai Bilangan *Reynolds* lebih kecil dari 2300.



Gambar 2.2 Distribusi kecepatan aliran

Aliran turbulen adalah aliran fluida yang partikel-partikelnya bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan berfluktuasi yang saling interaksi. Akibat dari hal tersebut garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan. Turbulen mentransport partikel-partikel dengan dua cara; dengan penambahan gaya fluida dan penurunan tekanan lokal ketika pusaran turbulen bekerja padanya. Keduanya adalah penyebab terjadinya transportasi pasir sepanjang bawah permukaan. Di alam hampir semua mekanisme transport pasir terjadi secara turbulen. Turbulen terutama terjadi di sungai akibat penggerusan sepanjang batas arus air, dan meningkat akibat kekasaran bawah permukaan; sepanjang garis pantai dan laut penyebabnya adalah ombak, tekanan angin permukaan, dan penggerusan arus. Di udara turbulen yang membawa bekas ledakan volkanis ditransport angin. Besarnya gerakan turbulen bervariasi dari mikro hingga makro, yang terakhir tadi sangat mudah dilihat di sungai dengan penampakan pusaran yang kompleks atau dengan boil yang berbenturan dengan permukaan sungai, secara terus menerus. Aliran turbulen mempunyai bilangan *Reynolds* yang lebih besar dari 4000.

2.1.3 Drag Force

Sebuah benda yang dialiri suatu aliran *viscous*, *incompressible* akan mengalami gaya-gaya aerodinamika. Gaya-gaya tersebut dihasilkan karena adanya tekanan dan gaya geser pada permukaan benda. Gaya yang sejajar horizontal dengan gaya *drag*, sedangkan gaya dengan arah vertikal atau tegak lurus terhadap arah *freestream* disebut dengan gaya *force*.

Gaya *drag* yang terjadi dapat berupa *skin friction drag* (FD_f) yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda), dan *pressure drag* (FD_p) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag*. Secara umum, gaya hambat (F_D) dapat dituliskan seperti pada persamaan 2.15 dibawah ini:

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \quad (2.2)$$

dengan

- F_D : Gaya hambat (N)
- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan free stream aliran (m/s)
- A : *cross sectional area* (m^2)

Koefisien *drag* (C_D) memiliki nilai yang berbeda-beda, yang bergantung dari geometri yang dimiliki oleh benda tersebut.

2.1.4 Reynolds Number

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi laminar dan turbulen menurut dari gerakan partikel fluida. Aliran laminar adalah partikel fluida yang bergerak pada lapisan yang lembut sedangkan aliran turbulen adalah partikel fluida yang bergerak secara acak pada arah 3 dimensi. Karakteristik aliran laminar yaitu memiliki momentum yang kecil untuk melawan adanya gaya gesek

pada benda yang dilewatinya sehingga *boundary layer* yang terbentuk memiliki ketebalan yang tinggi karena dipengaruhi gaya gesek benda. Sedangkan aliran turbulen memiliki momentum yang lebih tinggi untuk melawan adanya gaya gesek yang ditimbulkan oleh benda yang dilaluinya, sehingga pada *boundary layer* yang terbentuk memiliki ketebalan yang rendah sebab hanya sedikit fluida yang terpengaruh oleh gaya gesek tersebut. Perubahan dari keadaan laminar menjadi turbulen dinamakan keadaan transisi.

Aliran fluida dapat digolongkan menjadi laminar atau turbulen dengan cara menghitung bilangan tak berdimensi *Reynolds number* yaitu

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.3)$$

dimana :

ρ = massa jenis fluida

V = kecepatan aliran fluida

D = panjang karakteristik (dalam penelitian ini dipakai (2D-b) dimana D

adalah diameter sudu turbin dan b adalah jarak overlap)

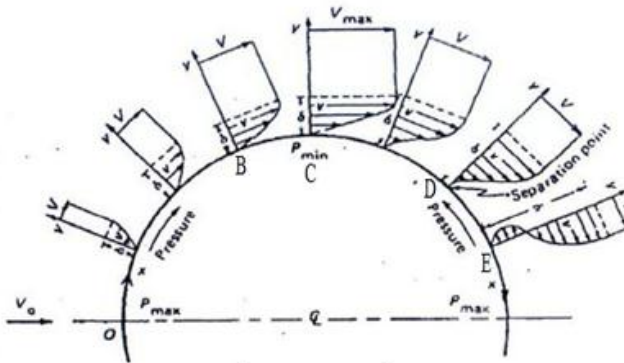
μ = koefisien gesek statis benda

Bilangan *Reynolds* berbeda beda pada masing masing benda yang dilalui aliran. Untuk aliran dalam pipa $Re < 2300$ termasuk aliran laminar dan $Re > 2300$ untuk aliran turbulen. Sedangkan aliran melewati plat datar yang disusun secara parallel transisi terjadi para $Re = 5 \times 10^5$ dan berbeda beda untuk setiap benda lainnya. Untuk menghitung *Reynolds number* aliran dalam pipa, parameter (D) yang digunakan adalah diameter pipa yang dilewati aliran

2.1.5 Karakteristik Aliran Melewati Silinder

Aliran fluida yang melewati sebuah silinder akan mengalami perubahan kondisi akibat terganggu oleh kontur bodi silinder tersebut. Profil kecepatan aliran akan berdeformasi karena adanya gaya gesek yang muncul dari bodi silinder. Deformasi tersebut terjadi pada partikel fluida yang berada di bawah *boundary*

layer. Skema aliran melewati sebuah silinder ditunjukkan pada gambar 2.6, dimana menjelaskan perubahan profil kecepatan aliran fluida dalam konteks tekanan dan kecepatan aliran fluida pengaruh bodi silinder. Aliran fluida bergerak searah sumbu x positif. Pada titik pertemuan pertama antara fluida dan bodi silinder, kecepatan aliran dipaksa berhenti atau memiliki kecepatan nol tanpa adanya gesekan. Titik pada kondisi ini disebut sebagai titik stagnasi dimana memiliki tekanan yang maksimum.

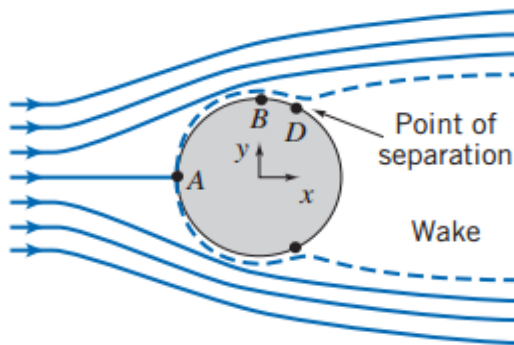


Gambar 2.3 Skema aliran fluida melewati silinder pada sisi *upstream*

Pada titik A sampai C, kecepatan aliran fluida meningkat dengan menurunnya tekanan, sampai pada titik C terdapat tekanan minimal dan kecepatan maksimal fluida. Momentum aliran yang digunakan untuk menggerakkan aliran semakin berkurang pada titik ini. Naiknya kecepatan diikuti dengan perubahan aliran yang semakin turbulen. Kondisi demikian disebabkan oleh adanya tegangan geser yang timbul akibat kontak aliran dengan bodi silinder. Dimana tegangan geser memiliki arah yang berlawanan dengan arah datangnya aliran. Selanjutnya dari titik C ke titik D, aliran mengalami perlambatan seiring dengan naiknya tekanan akibat daerah di bawah streamline mengalami pelebaran. Sampai pada titik E, momentum aliran sudah tidak mampu melawan tegangan geser bodi silinder dan tekanan sehingga muncul *fenomena adverse pressure gradient* atau disebut tekanan balik

yang menyebabkan aliran mengalami *backflow*. Sebab itu, aliran sudah tidak mampu lagi mengikuti kontur bodi silinder. Sehingga aliran meninggalkan kontur bodi silinder. Titik dimana aliran meninggalkan bodi silinder disebut titik separasi. Peristiwa separasi terjadi akibat adanya tegangan geser dan *adverse pressure gradient* yang berpengaruh.

Peristiwa separasi ditunjukkan pada gambar 2.4 yang mana menghasilkan munculnya daerah *wake* pada bagian belakang silinder. Daerah *wake* adalah daerah dimana memiliki tekanan rendah akibat perbedaan tekanan antara *boundary layer* bagian atas dan bawah yang terpisah.



Gambar 2.4 Skema terjadinya separasi aliran fluida

Setiap aliran memiliki titik separasi yang berbeda beda. Aliran turbulen memiliki titik separasi yang lebih jauh. Hal itu disebabkan oleh momentum yang dimiliki aliran lebih mampu untuk melawan tegangan geser sehingga menunda terjadinya separasi. Daerah *wake* yang terbentuk akan semakin kecil. Besar daerah *wake* berbanding lurus dengan gaya *drag* yang dihasilkan pada daerah tersebut.

2.1.6 Turbin Angin

Turbin angin adalah kincir angin yang digunakan untuk membangkitkan tenaga listrik. Turbin angin ini pada awalnya dibuat untuk mengakomodasi kebutuhan para petani dalam melakukan penggilingan padi, keperluan irigasi, dll. Turbin angin terdahulu banyak dibangun di Denmark, Belanda, dan negara-negara Eropa lainnya dan lebih dikenal dengan Windmill.

Kini turbin angin lebih banyak digunakan untuk mengakomodasi kebutuhan listrik masyarakat, dengan menggunakan prinsip konversi energi dan menggunakan sumber daya alam yang dapat diperbaharui yaitu angin. Walaupun sampai saat ini pembangunan turbin angin masih belum dapat menyaingi pembangkit listrik konvensional (Contoh: PLTD, PLTU, dll), turbin angin masih lebih dikembangkan oleh para ilmuwan karena dalam waktu dekat manusia akan dihadapkan dengan masalah kekurangan sumber daya alam tak terbaharui (Contoh : batubara, minyak bumi) sebagai bahan dasar untuk membangkitkan listrik.

Perhitungan daya yang dapat dihasilkan oleh sebuah turbin angin dengan diameter kipas r adalah :

$$P = \frac{1}{2} \rho r^2 v^3 \quad (2.4)$$

Dimana:

ρ = adalah kerapatan angin pada waktu tertentu dan

v = kecepatan angin pada waktu tertentu.

Umumnya daya efektif yang dapat dipanen oleh sebuah turbin angin hanya sebesar 20%-30%. Jadi rumus di atas dapat dikalikan dengan 0,2 atau 0,3 untuk mendapatkan hasil yang cukup eksak. Prinsip dasar kerja dari turbin angin adalah mengubah energi mekanis dari angin menjadi energi putar pada kincir, lalu putaran kincir digunakan untuk memutar generator, yang akhirnya akan menghasilkan listrik. Jenis turbin angin ada 2, yaitu turbin angin sumbu horizontal dan turbin angin sumbu vertikal.

Turbin angin sumbu horisontal adalah jenis turbin angin yang memiliki poros utama yang diletakkan di atas menara searah sumbu horisontal. Sudu turbin diletakkan di ujung poros tersebut

dengan tujuan untuk menangkap turbulensi aliran dengan arah melawan arah datangnya angin. Biasanya turbin jenis ini diletakkan di belakang menara. Kelebihan dari turbin ini adalah mampu menangkap angin dengan kecepatan yang relatif kuat, namun memiliki kekurangan sulit dalam pemasangan, sering mengalami kerusakan akibat turbulensi aliran serta biaya transportasi yang dapat mencapai 20% biaya produksinya. Jenis turbin ini lebih cenderung menangkap gaya *lift* yang didapatkan dari aliran angin dan dibutuhkan angin dengan kecepatan yang tinggi.

Turbin angin sumbu vertikal memiliki poros yang disusun dengan arah tegak lurus terhadap arah datangnya aliran. Sudu diletakkan sejajar dengan poros yang mengakibatkan dapat menangkap datangnya angin dari segala arah. Jenis turbin ini cenderung menangkap gaya *drag* dari aliran dan sanggup menangkap angin dari segala arah. Adapun kelebihan turbin jenis ini adalah memiliki torsi yang cukup tinggi sehingga memudahkan gerakan putar turbin, konstruksi yang mudah dan biaya produksi yang rendah. Kelemahan dari jenis ini yaitu biasanya memiliki daya keluaran yang rendah serta efisiensi yang buruk karena mengalami gaya *drag* dari angin. Contoh turbin angin jenis ini adalah turbin Savonius dan turbin Darrieus.



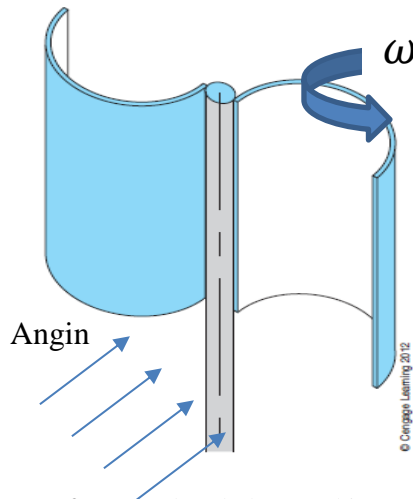
Gambar 2.5 Turbin Savonius



Gambar 2.6 Turbin Darrieus

2.1.7 Turbin Angin Savonius

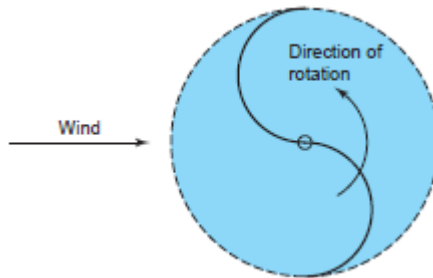
Turbin angin Savonius adalah salah satu turbin angin sumbu vertikal yang bekerja berdasarkan gaya *drag* yang diterima oleh sudu turbin. Turbin angin Savonius dinamai penemunya, Sigurd J. Savonius. Konstruksi dari turbin ini relatif lebih sederhana dibandingkan dengan turbin angin lainnya. Dalam bentuk yang paling sederhana turbin Savonius terdiri dari dua bagian setengah silinder yang membentuk penampang seperti huruf “S” dan dihubungkan pada sebuah poros seperti pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.7 Bentuk sederhana turbin Savonius

Turbin Savonius memiliki 2 bagian sudu yaitu sudu bersisi cekung atau *advancing blade* dan sudu bersisi cembung atau *returning blade*. Pada saat turbin berputar, bagian sudu cekung (*advancing blade*) menangkap aliran angin sedangkan bagian sudu cembung (*returning blade*) bergerak melawan arah aliran angin. *Advancing blade* memiliki koefisien hambat yang lebih besar dibandingkan dengan koefisien hambat *returning blade*. Sisi *advancing blade* yang dilalui aliran angin akan memberikan gaya

hambat (F_D) yang lebih besar daripada sisi returning blade sehingga turbin berputar.



Gambar 2.8 Skema putaran turbin Savonius

Hal ini merupakan prinsip aerodinamis, dimana Turbin Savonius memanfaatkan gaya hambat (drag force) saat mengekstrak energi angin dari aliran angin yang melalui sudu turbin. Dengan memanfaatkan drag force, Turbin Angin Savonius memiliki putaran serta daya yang rendah. Meskipun demikian, turbin Savonius tidak memerlukan torsi awal untuk memutar turbin yang merupakan keunggulan dari turbin ini.

2.1.8 Perhitungan Performa Turbin

Setiap objek yang bergerak memiliki energi. Energi ini disebut Energi Kinetik. Hal ini berlaku pula untuk udara yang bergerak atau biasa disebut angin. Besarnya energi yang dimiliki oleh objek yang bergerak bergantung pada dua faktor, yaitu massa dan kecepatan. Hubungan antara massa dan kecepatan dapat dilihat pada persamaan 2.10 dibawah ini

$$Ek = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \quad (2.5)$$

Untuk angin atau fluida bergerak lainnya, menentukan power lebih bermanfaat jika dibandingkan dengan menentukan energi. Massa dari udara yang mengalir tiap 1 secon pada persamaan 2.10 dapat disubstitusi dan menghasilkan persamaan power. Apabila luas

sapuan pada turbin yang tertabrak oleh angin dirumuskan dengan persamaan 2.11 dibawah ini

$$A = 2. D. H \quad (2.6)$$

dan volume yang mengalir per second dapat dituliskan seperti persamaan:

$$Q = A. U \quad (2.7)$$

Maka, massa udara yang mengalir tiap 1 second dapat dituliskan dengan persamaan 2.13 dibawah ini.

$$m = \rho. Q \quad (2.8)$$

dengan:

- Ek : energi kinetic (Joule)
- m : massa (kg)
- U : kecepatan (m/s)
- A : *cross sectional area* (m²)
- D : diameter sudu turbin (m)
- H : tinggi turbin (m)
- ρ : massa jenis udara (kg/m³)
- Q : debit (m³/s)

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.12 dan persamaan 2.13 didapatkan persamaan massa:

$$m = \rho. U. A \quad (2.9)$$

sehingga, power pada angin dapat dihitung dengan persamaan:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho. A. U \times U^2 \quad (2.10)$$

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho. A. U^3 \quad (2.11)$$

Pada pembahasan diatas, power yang tersedia pada suatu aliran angin ditentukan oleh besar kecepatan dan densitas angin serta ukuran dari turbin. Namun, sebuah turbin tidak dapat menyerap keseluruhan power yang terkandung di dalam angin. Oleh karena itu, untuk menunjukkan power yang hanya dapat

dimanfaatkan untuk turbin, maka ditambahkan sebuah koefisien dalam persamaan 2.16 diatas. Koefisien ini memiliki nilai kurang dari 1 dan biasa disebut *Coefficient of Power (CoP)*. Cop dapat dirumuskan sebaagai berikut :

$$Cop = \frac{P_t}{P} = \frac{\tau \times \omega}{\frac{1}{2} \times \rho \times A \times U^3} \quad (2.12)$$

Dimana : P_t = Power yang dihasilkan Turbin

P = Power input

Daya pada penelitian ini didapatkan dari perhitungan torsi dan putaran turbin yang diukur dengan menggunakan alat ukur torsi meter. Perhitungan daya turbin pada penelitian ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$P = \tau \times \omega \quad (2.13)$$

Dimana : τ = Torsi turbin

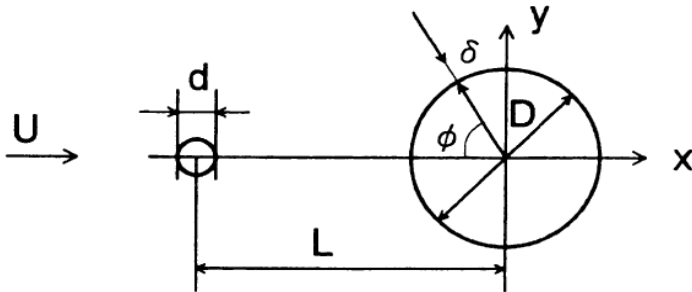
ω = Putaran turbin

Torsi turbin didapatkan dengan pengukuran menggunakan alat ukur *dyamometer* dan putaran turbin didapatkan dengan pengukuran menggunakan alat ukur *tachometer*.

2.2 Penelitian Terdahulu

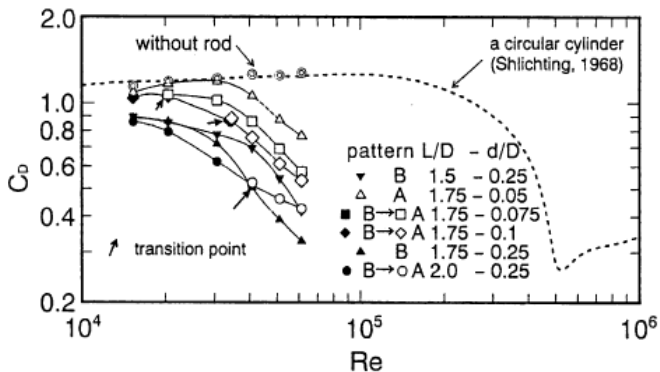
2.2.1 Penelitian Silinder dengan Pengganggu (*Passive Control*)

Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan harga bilangan *Reynolds* pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Skema percobaan penelitian ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

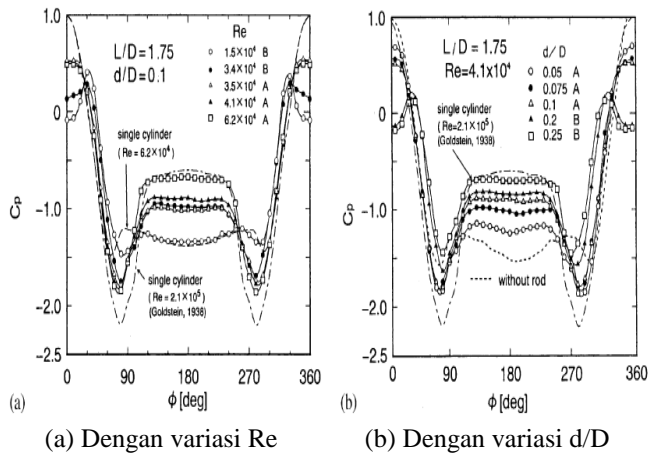


Gambar 2.9 Geometri benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Geometri benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama sebesar 40 mm dengan perubahan diameter silinder pengganggu dari 1-10 mm sedangkan jarak antar kedua pusat silinder divariasikan dari rentang 50-120 mm. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) yang disebabkan oleh peningkatan bilangan *Reynolds* (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan *Reynolds* di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, bilangan daerah *wake* menyempit koefisien *drag* menurun. Gambar 2.10 dibawah merupakan grafik hubungan bilangan *Reynolds* terhadap C_D .



Gambar 2.10 Grafik bilangan *Reynolds* terhadap koefisien *drag* (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

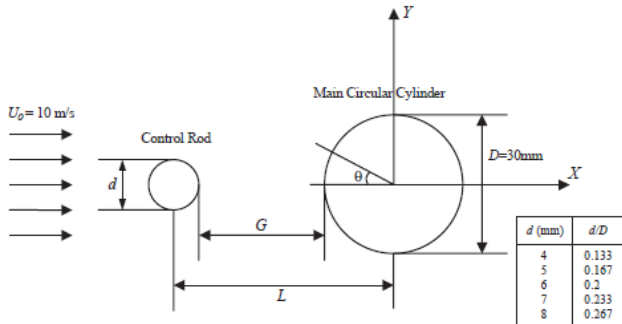


Gambar 2.11 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan *Reynolds* (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkuler utama (L/D) terhadap koefisien *drag* (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti diatas. Pada gambar (a) percobaan dilakukan dengan variasi bilangan *Reynolds* yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua pola aliran yaitu pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu maka C_p pada bagian depan silinder sirkuler utama mengalami penurunan. Untuk pola aliran A C_p menurun menjadi 0,5 dan pola aliran B C_p menjadi negatif pada bagian depan silinder sirkuler utama. Dari grafik (a) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan *Reynolds* yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkuler utama semakin menyempit.

Sedangkan pada gambar (b) percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkular utama yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.11 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

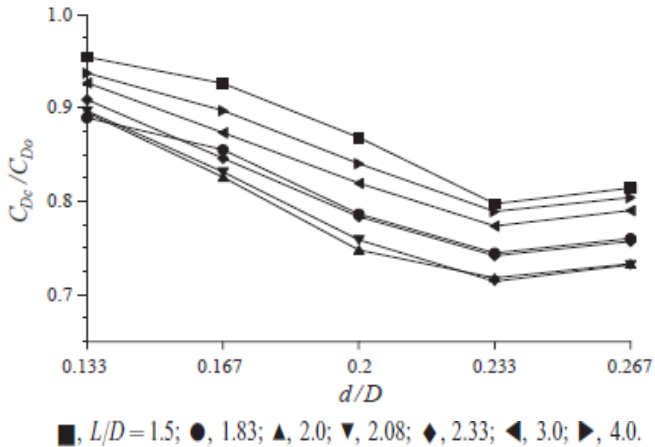
Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lainnya dilakukan oleh **S.J Lee et al** pada tahun 2004. Penelitian tersebut memvariasikan memvariasikan jarak longitudinal diantara disturbance body maupun silinder sirkular ($L/D = 1,5-4,0$); rasio diameter *inlet disturbance body* dengan silinder sirkular ($d/D = 0,133-0,267$); serta bilangan Reynolds (Re) 20 000. Skema percobaan penelitian ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



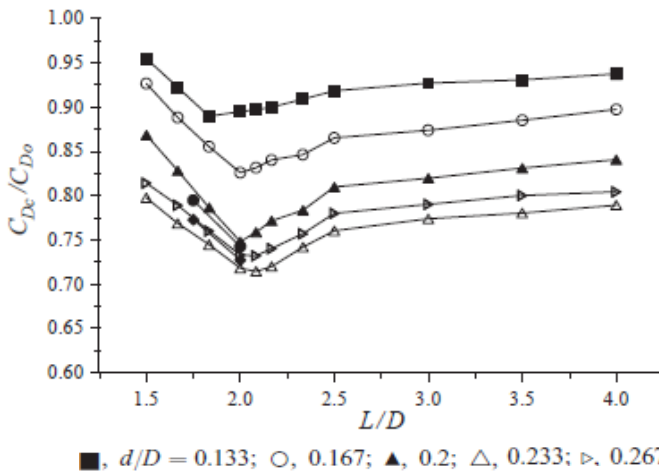
Gambar 2.12 Geometri benda uji (S.J Lee et al, 2004).

Geomteri benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama sebesar 30 mm dengan perubahan diameter silinder pengganggu dari 4 - 8 mm dengan kenaikan 1 mm, sedangkan jarak antar ledua pusat silinder divariasikan pada rentang jarak 45, 50, 55, 60, 62.5, 65, 70, 90, 105, dan 120 mm. Dari hasil penelitan

tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) yang disebabkan oleh variasi nilai d/D serta variasi nilai L/D .



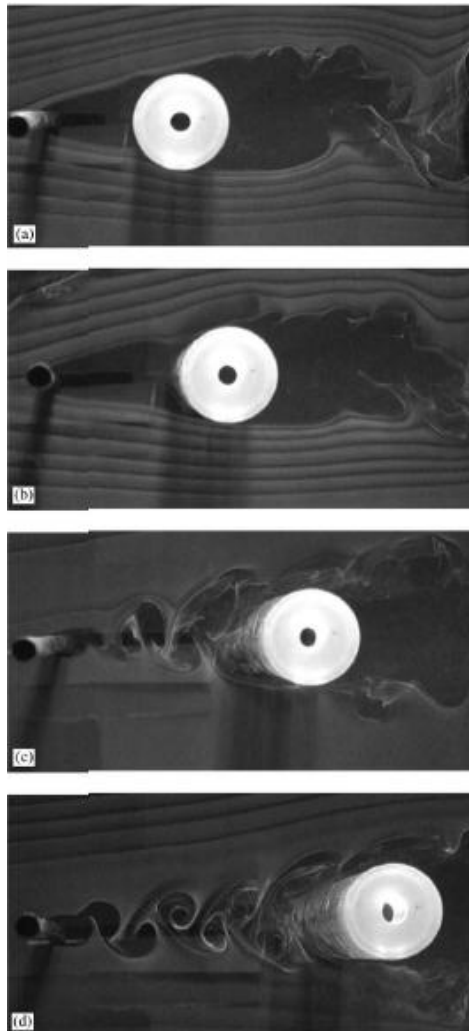
Gambar 2.13 Grafik variasi nilai d/D terhadap koefisien *drag* (S.J Lee et al, 2004).



Gambar 2.14 Grafik variasi nilai L/D terhadap koefisien *drag* (S.J Lee et al, 2004).

Gambar 2.13 dan 2.14 menunjukkan perubahan harga koefisien *drag* (C_D) akibat variasi nilai d/D serta variasi nilai L/D . Dari setiap percobaan menunjukkan nilai koefisien drag yang diterima silinder utama mengalami penurunan dengan adanya penambahan pengganggu berupa silinder sirkular. Ketika diameter silinder pengganggu naik hingga 0,223, terjadi perubahan nilai koefisien drag yang cukup besar. Silinder utama menunjukkan penurunan *drag* maksimal sebesar 29% dengan menggunakan silinder pengganggu berdiameter $d/D = 0,233$ pada jarak $L/D = 2.083$, bila dibandingkan dengan *drag* pada silinder utama tanpa adanya penambahan silinder pengganggu. Pada peningkatan lebih lanjut dari diameter silinder pengganggu untuk diameter yang lebih besar dari $d/D = 0,233$, terjadi penurunan pengurangan nilai koefisien *drag* (cd) pada silinder utama. Selain itu, pada peningkatan diameter silinder pengganggu diatas $d/D = 0,233$, nilai pengurangan drag maksimum akibat pengaruh variasi L/D meningkat dengan meningkatnya diameter silinder pengganggu. Hal ini dapat dikaitkan dengan kondisi *shear layer* dan variasi panjang *vortex* yang terjadi pada silinder utama. Berikut merupakan visualisasi aliran yang akan menjelaskan fenomena tersebut.

Gambar 2.15 menunjukkan visualisasi aliran pada daerah antara silinder pengganggu dan silinder utama untuk variasi jarak $L/D = 2,0 - 3,0$. Ratio perbandingan diameter silinder pengganggu dan silinder utama yang digunakan adalah $d/D = 0,223$. Terjadi dua fenomena yang dapat kita lihat pada gambar 2.12. Pada variasi jarak L/D yang kurang dari 2,08 (gambar 2.15(a) dan 2.15(b)) dapat dilihat tidak adanya *vortex shedding* pada daerah *wake* silinder pengganggu, pola aliran seperti ini dinamakan *cavity mode*. *Shear layer* terseparasi dari silinder pengganggu menuju bagian *upper* dan *lower* silinder utama pada sudut $\pm 40^\circ$. Daerah *wake* yang terjadi di belakang silinder pengganggu memberikan



Gambar 2.15 Visualisasi aliran daerah antara silinder pengganggu dan silinder utama untuk $d/D=0,223$ (a) $L/D = 2,0$; (b) $2,08$; (c) $2,5$; (d) $3,0$

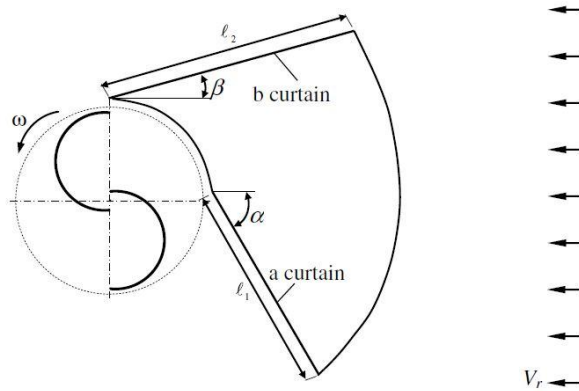
pengaruh terhadap aliran di bagian depan silinder utama. Daerah wake yang disebut *cavity* tersebut memiliki peran penting terhadap pengurangan nilai koefisien *drag* (cd) pada silinder utama.

Pada penambahan jarak L/D yang lebih besar dari 2,08 (gambar 2.15(c) dan 2.15(d)) terlihat munculnya *vortex shedding* pada daerah belakang silinder pengganggu. Pola Aliran jenis ini didefinisikan sebagai *wake-impingement mode*. Pada pola aliran ini, *vortex* yang terjadi akibat separasi aliran pada silinder pengganggu akan menabrak bagian depan silinder utama. Hasilnya terjadi peningkatan kecepatan aliran yang mengenai silinder utama bila dibanding dengan *cavity mode*. Hal ini menyebabkan pengurangan nilai koefisien *drag* (cd) pada *wake-impingement mode* akan lebih kecil bila dibanding dengan *cavity mode*.

Visualisasi aliran tersebut menjelaskan adanya pengaruh yang disebabkan oleh variasi jarak antara silinder pengganggu dengan silinder utama dimana pola aliran akan bergeser dari *cavity mode* menjadi *wake-impingement mode*.

2.2.2 Penelitian Peningkatan Performansi Turbin Savonius

Penelitian mengenai peningkatan performansi Turbin Savonius pernah dilakukan oleh **B. D. Altan et al (2008)**. Penelitian dilakukan secara eksperimental dengan menambahkan pengganggu berupa plat di depan *returning blade* Turbin Savonius untuk mencegah timbulnya torsi negatif. Penelitian tersebut memvariasikan panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2) dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s dan harga bilangan *Reynolds* $1,5 \times 10^5$. Skema penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.16 dibawah ini.

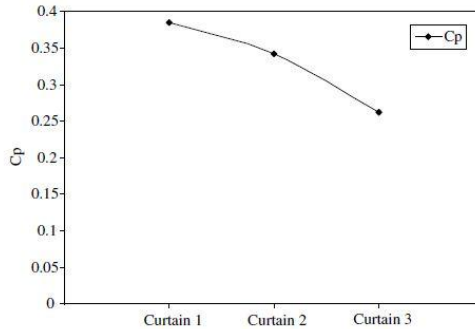


Gambar 2.16 Geometri dari susunan turbin dan penghalang (B. D. Altan et al, 2008)

Geometri Turbin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini memiliki diameter (D) dan tinggi (H) sebesar 32 cm, dan berdasarkan ratio optimal $e/d = 0.15$, jarak gap antar sudu (e) adalah sebesar 2.6 cm. Sudu masing masing turbin memiliki ketebalan 2 mm. Turbin Savonius tersebut juga memiliki *end-plate* pada masing-masing sisi, yang memiliki ketebalan 4 mm, dengan diameter *end plate* (D_0) sebesar 35.2 cm. Dari hasil penelitian tersebut, didapatkan bahwa penurunan nilai *coefficient of power* (C_p) disebabkan oleh perubahan variasi panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2). Harga variasi panjang plat ℓ_1 dan ℓ_2 , dapat dilihat pada tabel 2.2 dibawah ini. Dengan penurunan harga ℓ_1 dan ℓ_2 , nilai *coefficient of power* dari turbin juga mengalami penurunan. Gambar 2.17 dibawah merupakan grafik hubungan variasi panjang plat terhadap C_p .

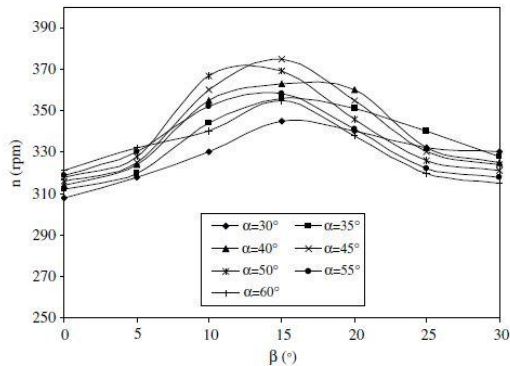
Tabel 2.1 Dimensi susunan *curtain* (B. D. Altan et al, 2008)

Type of curtain arrangement	Distance ℓ_1 (cm)	Distance ℓ_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26



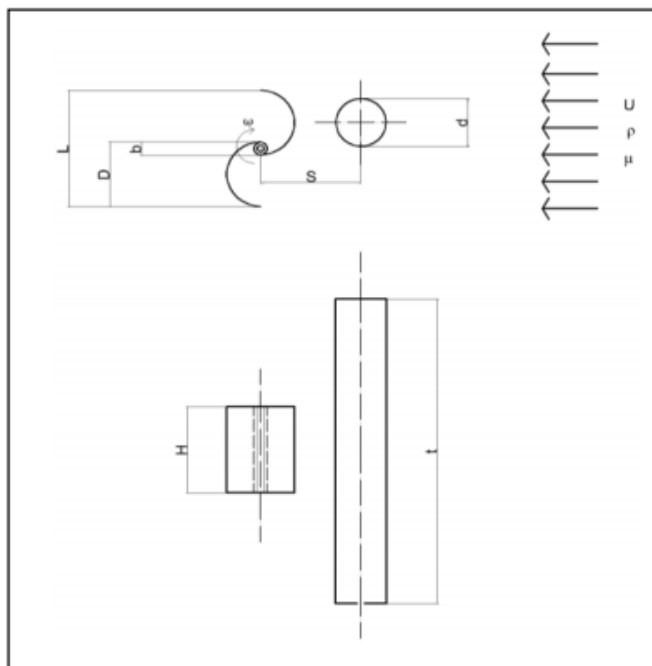
Gambar 2.17 Grafik variasi panjang plat terhadap C_p
(B. D. Altan et al, 2008)

Untuk mengetahui pengaruh dari besar sudut plat (α dan β), dilakukan variasi pada susunan *curtain 1* karena didapatkan nilai *coefficient of power* terbesar dimiliki oleh susunan *curtain 1*. Untuk mengetahui pengaruh dari besar sudut plat (α dan β), kemudian dilakukan penelitian dengan meningkatkan besar sudut α antara 30° dan 60° dengan peningkatan sebesar 5° , sedangkan besar sudut β diatur antara 0° hingga 30° . Pengaruh antara besar sudut plat α dan β dengan putaran turbin dapat dilihat pada gambar 2.18 dibawah ini.



Gambar 2.18 Pengaruh besar sudut sudut plat α dan β dengan putaran turbin
(B. D. Altan et al, 2008)

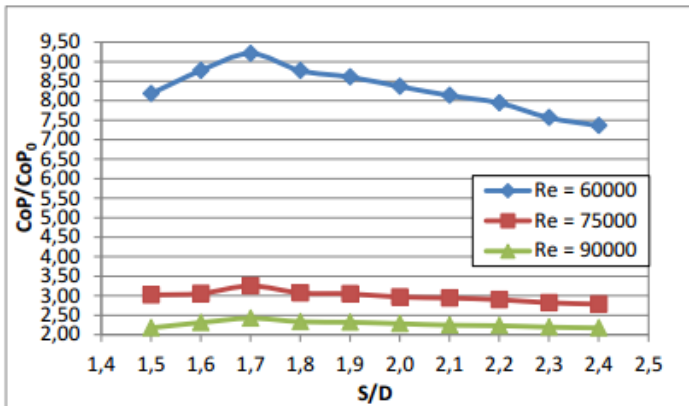
Penelitian lainnya dilakukan **Retno Dewi (2016)** tentang optimalisasi daya output dari turbin angin tipe *Savonius* dengan menggunakan pengganggu berupa silinder dengan ukuran dimensi diameter 45 mm, panjang 280 mm, dan jarak dari pusat returning blade turbin angin $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$. Pada penelitian ini, penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius.



Gambar 2.19 Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan benda penghalang berupa silinder (**Retno Dewi, 2016**).

Skema alat yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.19 dengan pusat dari susunan benda penghalang aliran diposisikan

sejajar dengan pusat dari *returning blade* dengan jarak S/D tertentu. Pada penelitian ini, didapatkan jarak pusat *returning blade* turbin angin savonius dengan pusat silinder pengganggu yang efektif pada $S/D = 1,7$ untuk semua variasi *Reynolds Number* yang ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin Angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D tersebut. Pada *Reynolds Number* sebesar $6,0 \times 10^4$ didapatkan kenaikan maksimal dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 821%. Pada *Reynolds Number* sebesar $7,5 \times 10^4$ didapatkan kenaikan maksimal dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 225%. Sedangkan pada *Reynolds Number* sebesar $9,0 \times 10^4$ didapatkan kenaikan maksimal dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 142%. Besarnya kenaikan dari *Coefficient of Power* dapat dilihat pada gambar 2.20.

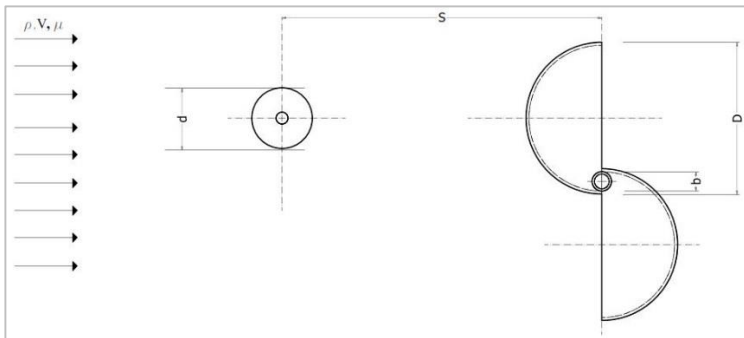


Gambar 2.20 Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Parameter Pengukuran

Pada penelitian ini terdapat beberapa parameter yang mempengaruhi hasil dari penelitian. Pada gambar 3.1 dibawah dapat dilihat skema penelitian dan parameter yang akan dianalisis pada penelitian ini. Paramater-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan fluida (U), diameter silinder pengganggu (d), tinggi turbin (H), panjang silinder pengganggu (t), diameter overlap (b), dan putaran turbin (n).



Gambar 3.1 Skema Penelitian (pandangan atas dan samping)

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi diperlukan dalam menentukan parameter-parameter yang memiliki pengaruh terhadap suatu aliran. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan fluida (U), diameter silinder pengganggu (d), diameter turbin (D), jarak antara pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D), tinggi turbin (H), panjang silinder pengganggu (t), diameter *overlap* (b) dan putaran sudu turbin angin

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, U, D .

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m = 11 - 3 = 8 grup tanpa dimensi.

$$\text{i. } \pi_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{M L^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$L : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 3 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -3 ; c = -2$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh:

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{t}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{n D}{V}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

π_1 = *Coefficient of Power*

π_2 = bilangan Reynolds

π_3 = ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_4 = ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

π_5 = ratio tinggi turbin angin *Savonius* dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_6 = ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_7 = ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_8 = *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8)$$

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{n D}{V}\right)$$

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_2\left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V}\right)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk $L = 2D - b$, maka

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_3\left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V L}, \frac{n D}{V}\right)$$

atau

$$C_{op} = f_4 \left(\frac{S}{D}, \text{Re, TSR} \right)$$

3.3 Peralatan

Pada penelitian ini digunakan beberapa peralatan untuk menunjang pengambilan data eksperimen.

3.3.1 Blower

Pada penelitian ini menggunakan *blower* untuk menghasilkan kecepatan angin yang akan digunakan dalam pengujian performa turbin angin Savonius. Blower yang digunakan yaitu **CKE SPV-18**. Untuk Spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 3.1

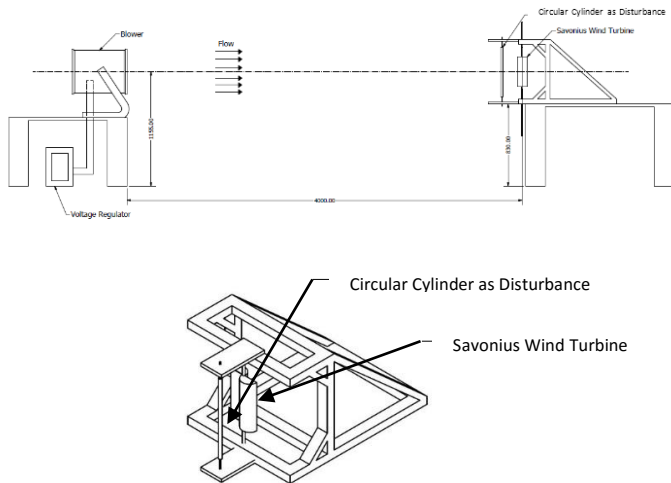


Gambar 3.2 Blower CKE SPV-19

Tabel 3.1 Spesifikasi Blower CKE SPV-19

SPECIFICATIONS	
Diameter	18 inch / 450 mm
Speed	2850 RPM
Air Flow	4413 CFM
Power	1700 Watt
ST Press	520 Pa
Phase	1
Voltage	220 – 240 V

Skema penelitian yang dilakukan adalah dengan meletakkan blower sejauh 4 meter di depan turbin angin Savonius, yang dapat dilihat pada gambar 3.3



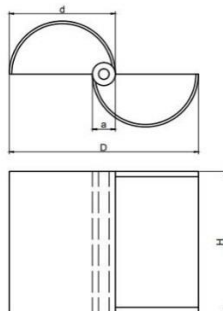
Gambar 3.3 Skema Penelitian dan Dimensi Alat

3.3.2. Benda Uji

Pada penelitian ini, sebagai benda kerja digunakan turbin angin tipe Savonius dengan pengganggu berupa plat datar.

a. Profil turbin angin tipe Savonius sebagai berikut :

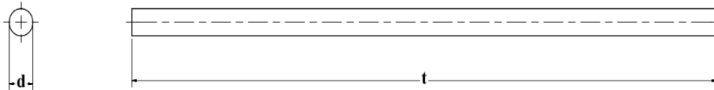
- Diameter sudu turbin (d) : 101.6 mm
- Tinggi (H) : 300 mm
- Diameter turbin (D) : 190.2 mm
- Overlap diameter (a) : 13 mm



Gambar 3.4 Turbin Angin Savonius

b. Profil silinder pengganggu sebagai berikut :

- Diameter (d) : 101.6 mm
- Panjang (t) : 500 mm
- Jarak dari pusat *returning blade* turbin angin
 $(S/D) = 1.5 \leq S/D \leq 2,4$



Gambar 3.5 Silinder Pengganggu

3.3.3 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan nilai putaran (rpm) dan torsi (N.m) yang dihasilkan oleh turbin Savonius.

a. Tachometer

Tachometer ini merupakan alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. Tachometer yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.5, yaitu pada penelitian ini yaitu ***Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA seri HHT12*** dengan akurasi pembacaan 0.01% atau ± 1 digit dengan range pengukuran antara 5 hingga 99.999 rpm. Untuk Spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 4.1



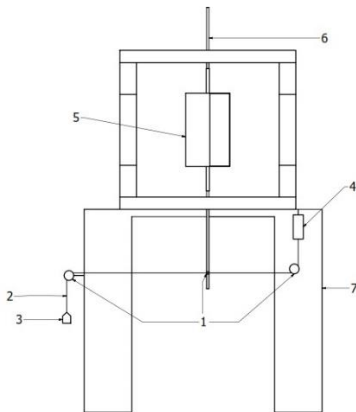
Gambar 3.6 Tachometer OMEGA seri HHT12

Tabel 3.2 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12

SPECIFICATIONS	
Range	5 to 99.999 rpm
Accuracy	0,01 % of reading or ± 1 digit
Resolution	0,001 to 1,0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max, min and last
Power	2 "AA" 1,5 V dc batteries
Environmental	5 to 40° C

b. *Brake* Dynamometer

Brake dynamometer merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur torsi yang dihasilkan oleh putaran suatu objek. *Brake* dynamometer yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.7 yang didasarkan dari penelitian yang dilakukan oleh Mahmoud et al (2010).



(a) Skema desain awal



(b) Foto dari skema *brake* dynamometer

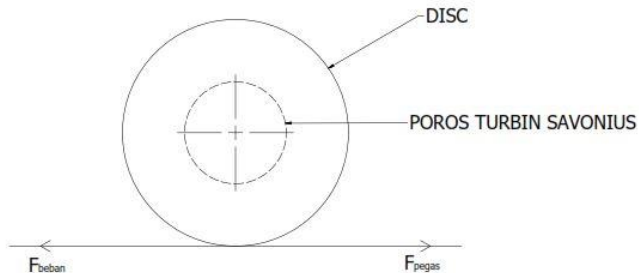
Gambar 3.7 Skema pengukuran *brake* dynamometer

Keterangan:

1. Sistem *pulley*
2. Benang Nilon
3. Massa pemberat

4. Pegas
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin angin Savonius
7. Struktur penyanggah turbin angin Savonius

Pengukuran yang dilakukan adalah dengan skema yang terdiri dari sistem *pulley*, massa pemberat dan pegas yang dihubungkan oleh benang nilon dengan merk **Optimum** yang menyelubungi dari poros turbin angin Savonius. Besarnya daya yang terukur sesuai dengan persamaan 2.8, dimana torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dapat diukur oleh *brake dynamometer*. Torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius diukur ketika turbin berputar. Berikut merupakan skema gaya yang terjadi pada mekanisme *brake dynamometer*.



Gambar 3.8 Skema mekanisme *brake dynamometer*

Gambar 3.8 menjelaskan gaya-gaya yang terjadi pada mekanisme *brake dynamometer*. Pengukuran torsi dinamis dilakukan dengan cara sebagai berikut:

1. Turbin dibiarkan berputar hingga 1 menit dari kondisi steady pada berbagai kecepatan sesuai dengan bilangan Reynolds yang ditetapkan, lalu putaran turbin dihitung menggunakan *tachometer*.

2. Massa pemberat ditambahkan dengan berbagai variasi hingga turbin berhenti berputar pada sudut 0° .
3. Massa beban dan massa yang terbaca pada pegas saat turbin berhenti berputar dicatat.

Nilai massa beban dan nilai massa yang terbaca pada pegas kemudian dimasukkan ke dalam persamaan sebagai berikut:

$$T = (F_{\text{beban}} - F_{\text{pegas}}) \times r \quad (3.1)$$

$$T = (m \cdot g - s \cdot g) \times r \quad (3.2)$$

dimana:

m = massa beban, yang dihitung dari jumlah beban yang ditambahkan (gram)

s = massa pegas yang dilihat pada skala pegas (gram)

g = gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

r = jari-jari *disc* penghambat turbin = $0,01 \text{ m}$

Tabel 3.3 Spesifikasi Pegas

SPECIFICATIONS	
Range	0 to 5 N ; 0 to 500 g
Resolution	1 N ; 10 g

Tabel 3.4 Spesifikasi Benang Nilon Optimum

SPECIFICATIONS	
Kekuatan	15 lbs ; 6,8 kg
Diameter	1 mm

Dalam penelitian kali ini sebagai massa pemberat dalam system *dynamometer* yang digunakan, dipakai plat aluminium, mur dan baut dengan berbagai variasi nilai massa dari 1 gram, 2 gram, 5 gram, 10 gram, 25 gram, 50 gram, dan 100 gram. Oleh sebab itu dibutuhkan timbangan untuk mengukur setiap variasi massa pemberat ini.

Timbangan yang digunakan dalam penelitian ini adalah **Shimadzu ELB300**. Untuk spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada tabel 3.5.

Tabel 3.4 Spesifikasi timbangan Shimadzu ELB300

SPECIFICATIONS	
Weighing Capacity	300 g
Minimum Display	0,01 g
Standard deviation	0,01 g
Linearity errors	$\pm 0,01$ g
Pan size	\varnothing 110 mm



Gambar 3.9 Timbangan Shimadzu ELB300

c. Termometer

Alat ini memiliki fungsi untuk mengukur temperatur udara di dalam ruangan pada saat dilakukan penelitian, dan juga dipakai dalam menentukan besarnya densitas dan viskositas absolut udara.

d. Anemometer

Anemometer adalah sebuah perangkat yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Anemometer yang digunakan dalam penelitian ini adalah **Omega HHF92A Digital Anemometer**. Pengukuran dapat dilakukan dalam beberapa satuan pengukuran yaitu ft/min,

mph, knots, meter/s dan km/h. Selain itu alat ini dapat mengukur temperatur udara dalam satuan °F dan °C. Untuk spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada tabel 3.3, tabel 3.4 dan tabel 3.5



Gambar 3.10 Anemometer

Tabel 3.6 Spesifikasi Omega HHF2A Digital Anemometer

SPECIFICATIONS	
Fan Diameter	70 mm
Auto Power Off	20 min
Display	Dual 4-digit LCD
Display Size	37 x 42 mm (1-1/4 x 1-5/8"); 9999 max reading

Tabel 3.7 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

Air Flow	
Range	Resolution
80 to 6900 ft/m	1 ft/min
0.4 to 35 m/s	0.01 m/s
0.9 to 78 mph	0.1 mph
0.8 to 68 knots	0.1 knots
1,4 to 126 km/hr	0.1 km/hr

Tabel 3.8 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

Temperature	
Range	Resolution
-10 to 50 °C	0.1 °C
14 to 122 °F	0.1 °F

3.3.3.1 Ketidakpastian Pengukuran

Mengukur adalah membandingkan suatu besaran yang dimiliki suatu alat yang besarannya sejenis dengan cara membaca skala. Tujuan pengukuran adalah menentukan nilai besaran ukur. Hasil pengukuran merupakan nilai taksiran besaran ukur. Karena hanya merupakan taksiran maka setiap hasil pengukuran mempunyai kesalahan, baik kesalahan alat maupun kesalahan si pengukur. Dengan kata lain pasti akan ada ketidakpastian dalam pengukuran.

Dalam penelitian ini dapat diambil contoh pada saat pengukuran menggunakan *brake dynamometer*, dimana pegas yang digunakan memiliki skala 0 – 500 gram dengan resolusi 10 gram. Nilai ketidakpastian dari alat ukur ini adalah

$$\Delta l = \frac{1}{2} \times \text{nilai resolusi}$$

$$\Delta l = \frac{1}{2} \times 10 \text{ gram} = 5 \text{ gram}$$

Jika nilai pada pegas menunjukkan angka 50 gram, maka nilai ketidakpastian pengukurannya adalah $50 \pm \Delta l$ sehingga nilai pengukuran terletak pada range $45 \leq x \leq 50$ gram.

3.4 Prosedur Penelitian

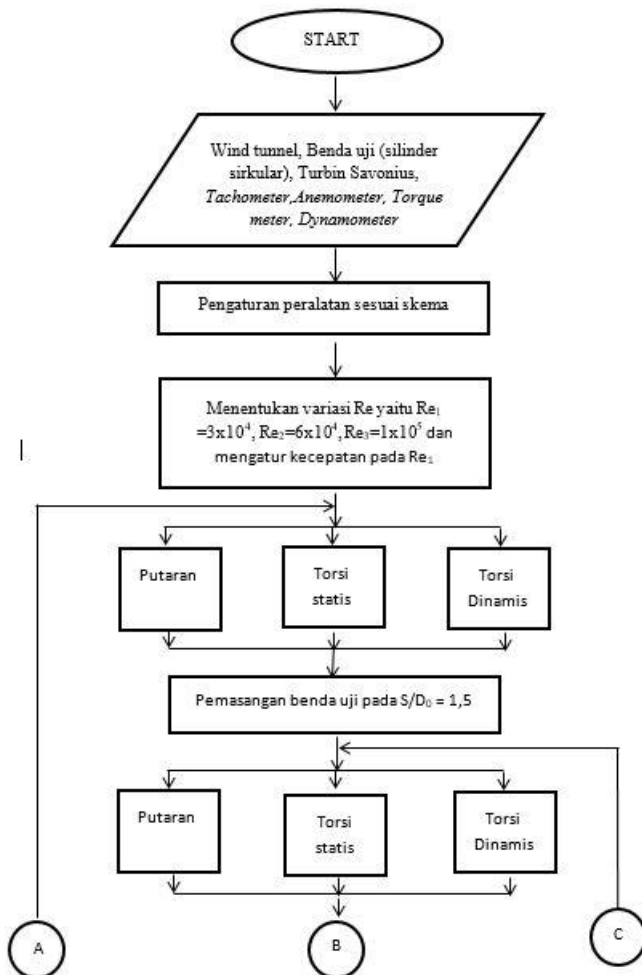
Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

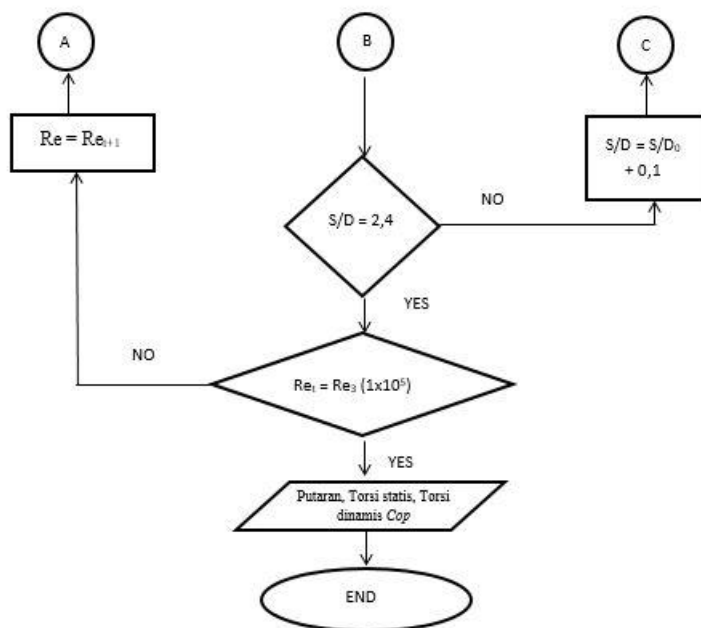
1. Perencanaan peralatan yang akan digunakan.
2. Pemasangan benda uji pada *test section*.

3. Menyalakan *Fan* dan mengatur besar frekuensi dengan menggunakan *Inverter* sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai dengan yang diharapkan.
4. Melakukan pengukuran temperatur dan kecepatan angin dengan menggunakan *Thermometer*.
5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan *Anemometer* untuk mendapatkan *Reynolds Number* yang diinginkan, yaitu $3,0 \times 10^4$.
6. Melakukan pengukuran putaran poros turbin angin dengan menggunakan *Tachometer*.
7. Melakukan pengukuran torsi statis dengan menggunakan *torque meter*. Pengukuran dilakukan dengan memutar sudu turbin dari posisi 0° hingga 180° dengan kenaikan setiap 10° .
8. Melakukan pengukuran torsi dinamis dengan menggunakan *Dynamometer*.
9. Mematikan *fan*.
10. Mengulangi langkah 3 sampai 8 dengan merubah bilangan Reynolds menjadi $6,0 \times 10^4$ dan $1,0 \times 10^5$
11. Memasang silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah 1,5 ($S = 1,5 \times 101,6 = 152,4$ mm)
12. Mengulangi langkah 3 sampai 11 dengan merubah S/D sebesar 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1 ; 2,2 ; 2,3 ; 2,4
13. Mematikan *fan*.
14. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran, torsi statis dan torsi dinamis) dan melakukan *plotting* grafik Torsi statis terhadap S/D, Torsi dinamis terhadap S/D Putaran terhadap S/D, dan *Coefficient of Power (Cop)* terhadap S/D dan TSR.

3.5 Flowchart Penelitian

Urutan langkah pengambilan data dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut :





Gambar 3.11 Diagram Alir Penelitian

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

- massa jenis udara (ρ)

‘Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa :

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 berubah menjadi:

$$\frac{P_1 m_2}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.2)$$

dimana:

m_1 = massa udara pada keadaan standar

m_2 = massa udara pada saat pengujian

P_1 = tekanan absolut udara saat keadaan standar 1,01325 N/m²

P_2 = tekanan absolut udara pada saat pengujian

T_1 = temperatur udara standar = 288,2 K

T_2 = temperatur ruangan kerja= 27°C = 300K

ρ_1 = massa jenis udara saat keadaan standar=1,225 kg/m³

ρ_2 = massa jenis udara pada saat pengujian

‘Bila keadaan standar dan keadaan pengujian berada pada ketinggian yang sama, maka :

$$P_1 = P_2$$

Dan karena massa udara pada keadaan standar dan pada keadaan pengujian itu sama, maka :

$$m_1 = m_2$$

Dari batasan tersebut, maka persamaannya menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{288,2K \times 1,225 \frac{kg}{m^3}}{300K} = 1,1768 \frac{kg}{m^3}$$

- **viskositas absolut udara (μ)**

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu:

$$\mu = \frac{b T^{3/2}}{S+T} \quad (4.4)$$

dimana untuk udara :

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{1/2}}$$

$$S = 110,4 K$$

$$T = \text{temperatur saat penelitian} = 300 K$$

Dari nilai-nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.4, sehingga didapatkan:

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{1/2}} \cdot (300 K)^{3/2}}{(110,4 + 300)K}$$

$$= 1,846 \times 10^{-5} kg/ms$$

- **Kecepatan (U)**

Berdasarkan persamaan 2.4, maka kecepatan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L} \quad (4.5)$$

dimana:

L = Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini adalah $2D - b = (2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm} = 190,2 \text{ mm} = 0,1902 \text{ m}$

Dari nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.5, sehingga didapatkan :

$$U = \frac{(3,0 \times 10^4) \times (1,846 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms})}{1,1768 \frac{kg}{m^3} \times 0,1902 \text{ m}} = 2,47 \text{ m/s}$$

4.2 Contoh Perhitungan

4.2.1 Perhitungan Besar Nilai Torsi Dinamis

Persamaan untuk mendapatkan nilai torsi dinamis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$T = \{(m - s)g\} \times r \quad (4.6)$$

dimana:

m = massa beban, yang dihitung dari jumlah beban yang ditambahkan (gram)

s = massa pegas yang dilihat pada skala pegas (gram)

g = gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

r = jari-jari *disc* penghambat turbin = $0,01 \text{ m}$

Sehingga didapatkan nilai torsi dinamis:

$$T = \left\{ \left(\frac{40-35}{1000} \right) \right\} kg \cdot (9,81) \frac{m}{s^2} \cdot 0,01 \text{ m} = 0,0004905 \text{ Nm}$$

$$T = 0,04905 \text{ Ncm}$$

4.2.2 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

Persamaan untuk mendapatkan CoP pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\{(massa\ beban - massa\ pegas)g\} \times r \times \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (4.7)$$

dimana:

A = Luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin

$$A = L \cdot H = 0,1902 \text{ m} \times 0,3 \text{ m} = 0,05706 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan nilai CoP:

$$CoP = \frac{\left\{\frac{40-35}{1000}\right\} kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 9,0933 \frac{rad}{s}}{\frac{1}{2} \cdot 1,1768 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,05706 \text{ m}^2 \cdot \left(2,47 \frac{m}{s}\right)^3} = 0,00870 \times 100\%$$

$$CoP = 0,870 \%$$

4.2.3 Perhitungan *Tip Speed Ratio* (TSR)

Persamaan untuk mendapatkan TSR pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (4.8)$$

dimana:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; n = \text{rpm pada bilangan Reynolds } 3,0 \times 10^4$$

$$\omega = \frac{2\pi (86,8)}{60} = 9,0933 \text{ rad/s}$$

R = jari-jari sudu turbin angin

$$R = \frac{L}{2} = \frac{(2D-b)}{2}$$

$$R = \frac{(2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm}}{2} = 95,1 \text{ mm} = 0,0951 \text{ m}$$

U = kecepatan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ yaitu
2,47 m/s

Sehingga didapatkan nilai TSR:

$$TSR = \frac{9,0933 \frac{rad}{s} \times 0,0951 m}{2,47 \frac{m}{s}} = 0,3487$$

4.3 Analisa Performa Turbin Savonius tanpa Pengganggu

Tabel 4.1 menunjukkan data hasil pengukuran dari putaran (n) dan torsi statis pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu. Selain itu, tabel 4.1 juga menunjukkan data hasil perhitungan dari daya (P), *Coefficient of Power (CoP)* dan *Tip Speed Ratio (TSR)* pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu.

Tabel 4.1 Data turbin Savonius tanpa silinder pengganggu

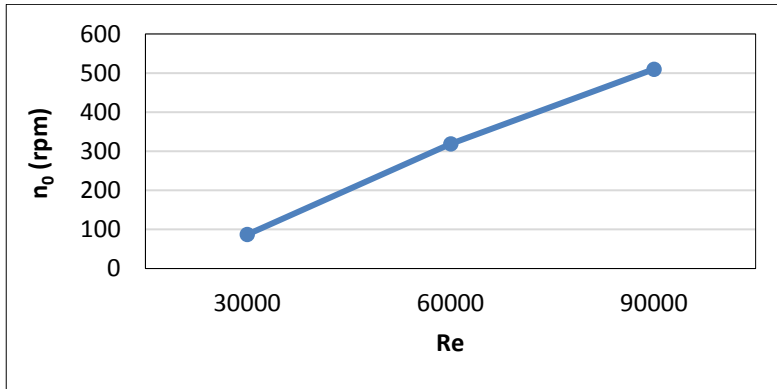
Bilangan Reynold's	n ₀ (rpm)	Tstatiso (N.cm)	P ₀ (watt)	COP ₀ (%)	TSR ₀
30000	86.8	1.2	0.004	0.870	0.348
60000	318.7	3.7	0.147	3.619	0.641
90000	510	6.7	1.519	8.373	0.683

4.3.1 Analisa Putaran Turbin Savonius tanpa Pengganggu

Gambar 4.1 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n₀) sebagai fungsi dari bilangan Reynolds (Re). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Grafik dari gambar 4.1 memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius sangat berpengaruh terhadap putaran dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Nilai putaran pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 86.8

rpm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 318.7 rpm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 510 rpm.



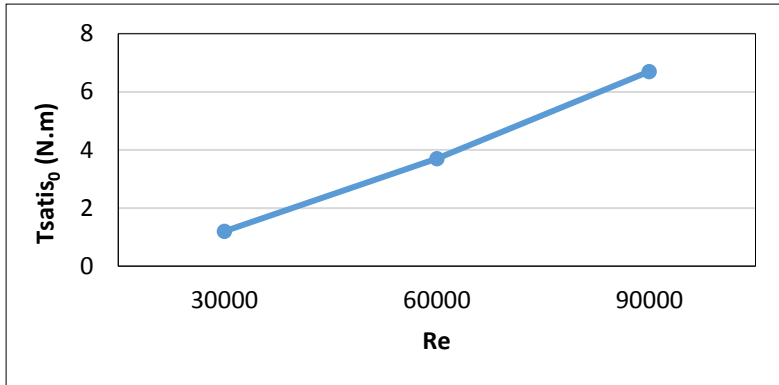
Gambar 4.1 Grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

4.3.2 Analisa Torsi Statis Turbin Savonius tanpa Pengganggu

Gambar 4.2 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (T_0) sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re). Torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut 0° . Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Grafik dari gambar 4.2 memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Nilai torsi statis pada bilangan

Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 1.2 N.cm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 3.7 N.cm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 6.7 N.cm.



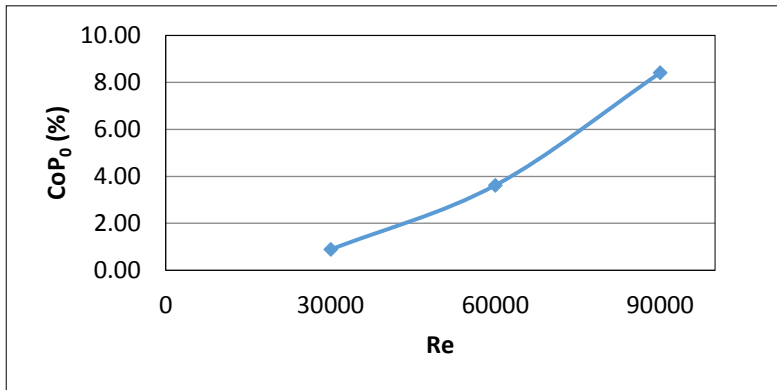
Gambar 4.2 Grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

4.3.3 Analisa *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Savonius tanpa Pengganggu

Gambar 4.3 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (*CoP0*) sebagai fungsi bilangan Reynolds (*Re*). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Grafik dari gambar 4.3 memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius semakin tinggi. Hal ini dikarenakan semakin besar bilangan Reynolds maka kecepatan angin yang menabrak turbin akan semakin tinggi. Kecepatan angin yang tinggi akan menghasilkan putaran dan torsi turbin yang besar pula. Hal tersebut akan menghasilkan daya *output* turbin yang besar, yang lebih besar daripada daya *input* angin, sehingga perbandingan antara daya *output* dan daya *input* dari turbin angin semakin membesar dan nilai *Coefficient of Power* dari turbin akan

meningkat seiring meningkatnya bilangan Reynolds. Nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 0,83 %, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 3,47 % dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 8,37 %.

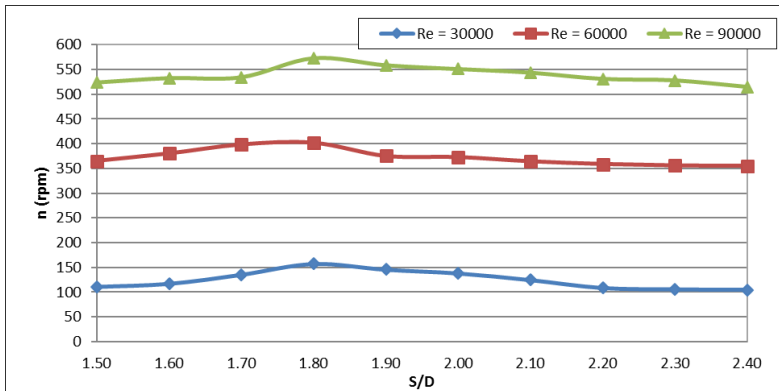


Gambar 4.3 Grafik *Coefficient of Power (CoP)* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

4.4 Analisa Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Savonius

4.4.1 Analisa putaran turbin savonius berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$

Gambar 4.4 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (n) dengan diameter (d) = 20,32 mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu (S/D), dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



Gambar 4.4 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.4 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap putaran dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Gambar 4.4 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai putaran mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,8 nilai putaran mengalami kenaikan dan mengalami penurunan pada jarak 1,8 sampai 2,4.

Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih

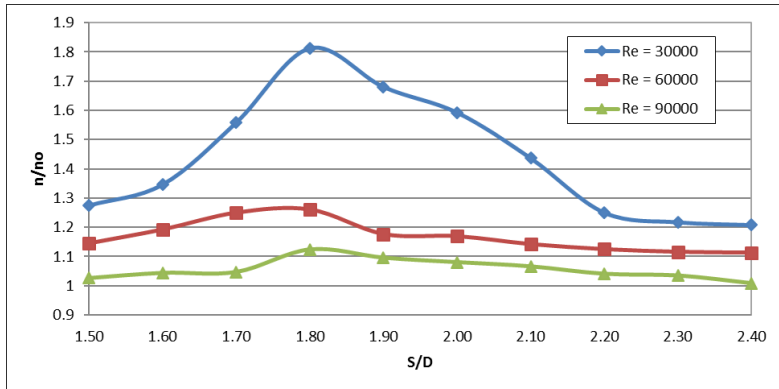
dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit, dimana hal ini ditunjukkan juga pada hasil penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) dan S.J Lee et al. (2004). Penurunan gaya *drag* pada *returning blade* menyebabkan torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan putaran yang dihasilkan oleh turbin.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini juga akan menghasilkan nilai putaran yang semakin besar.

Kenaikan dan penurunan nilai putaran merupakan efek pengaruh dari silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*. Penelitian oleh S.J Lee et al. (2004) juga menunjukkan hasil bahwa semakin jauh jarak (L/D), maka pengurangan nilai koefisien *drag* (cd) akan semakin menurun.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari putaran turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak $S/D = 1,8$ dengan nilai putaran pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 157.08 rpm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 401.97 rpm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$

sebesar 573.04 rpm. Hal ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan $S/D = 1,8$ di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.



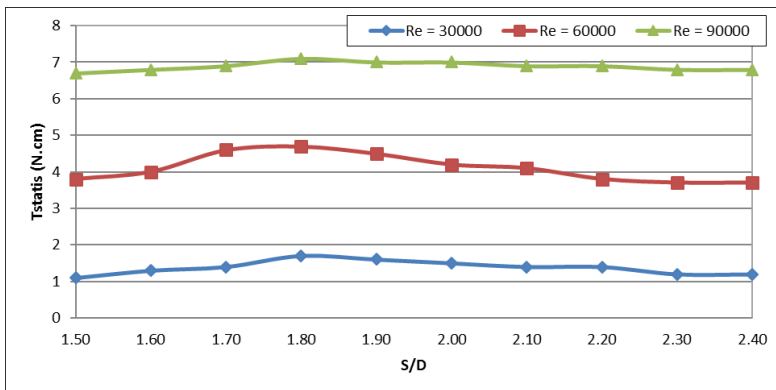
Gambar 4.5 Grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.5 menunjukkan grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 20,3 mm dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$ semuanya menunjukkan bahwa perbandingan antara putaran turbin angin Savonius berpengganggu dengan putaran turbin angin Savonius tanpa pengganggu (n/n_0) memiliki nilai yang lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa turbin angin Savonius berpengganggu memiliki nilai putaran yang lebih besar daripada nilai putaran turbin angin Savonius tanpa pengganggu di setiap S/D . Hal tersebut membuktikan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan kecepatan dan performa dari turbin angin Savonius, sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Retno Dewi (2016). Nilai perbandingan n/n_0 paling tinggi berada

pada jarak $S/D = 1,8$ karena pada jarak tersebut memiliki nilai rpm terbesar. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan terbesar nilai putaran turbin dengan pengganggu dapat mencapai 1,81 kali dari nilai putaran turbin tanpa pengganggu, sementara untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ dapat mencapai 1,26 kali, dan untuk $Re = 9,0 \times 10^4$ dapat mencapai 1,12 kali bila dibanding dengan nilai putaran turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

4.4.2 Analisa torsi statis turbin savonius berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$

Gambar 4.6 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 20,32 mm. Torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut 0° . Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi S/D , dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



Gambar 4.6 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.6 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Gambar 4.6 memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,8 nilai torsi statis mengalami kenaikan dan mengalami penurunan pada jarak 1,8 sampai 2,4.

Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit, dimana hal ini ditunjukkan juga pada hasil penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) dan S.J Lee et al. (2004). Penurunan gaya *drag* pada *returning blade* menyebabkan torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade*

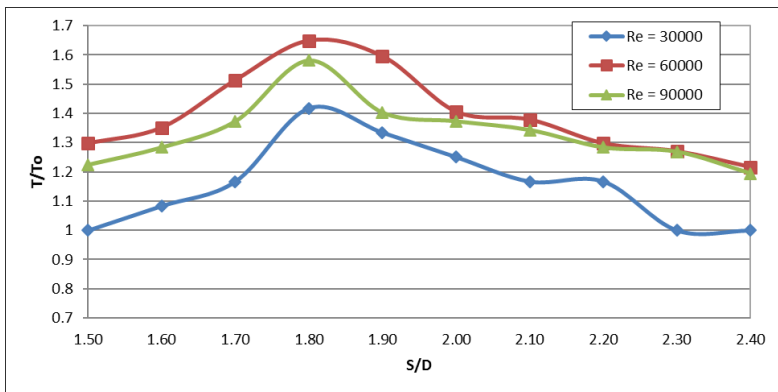
menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan nilai torsi statis turbin semakin meningkat.

Kenaikan dan penurunan nilai torsi statis merupakan efek pengaruh dari silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*. Penelitian oleh S.J Lee et al. (2004) juga menunjukkan hasil bahwa semakin jauh jarak (L/D), maka pengurangan nilai koefisien *drag* (c_d) akan semakin menurun.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak $S/D = 1,8$ dengan nilai torsi statis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 1.7 N.cm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 4.7 N.cm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 7.1 N.cm. Hal ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan $S/D = 1,8$ di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

Gambar 4.7 menunjukkan grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 20,32 mm dan tanpa silinder pengganggu (T/T_0). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan antara torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu dengan torsi statis turbin angin Savonius tanpa pengganggu (T/T_0) memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini membuktikan bahwa turbin angin Savonius berpengganggu memiliki nilai torsi statis yang lebih besar daripada nilai torsi statis turbin angin Savonius tanpa pengganggu di setiap S/D . Hal ini membuktikan bahwa dengan

diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan torsi dan performa dari turbin angin Savonius, sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Retno Dewi (2016). Nilai perbandingan T/T_0 paling tinggi berada pada jarak $S/D = 1,8$ karena pada jarak tersebut nilai torsi statis memiliki nilai terbesar. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan terbesar nilai torsi statis turbin dengan pengganggu dapat mencapai 1,41 kali dari nilai torsi statis turbin tanpa pengganggu, sementara untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ dapat mencapai 1,64 kali, dan untuk $Re = 9,0 \times 10^4$ dapat mencapai 1,58 kali bila dibanding dengan nilai torsi statis turbin angin Savonius tanpa pengganggu.



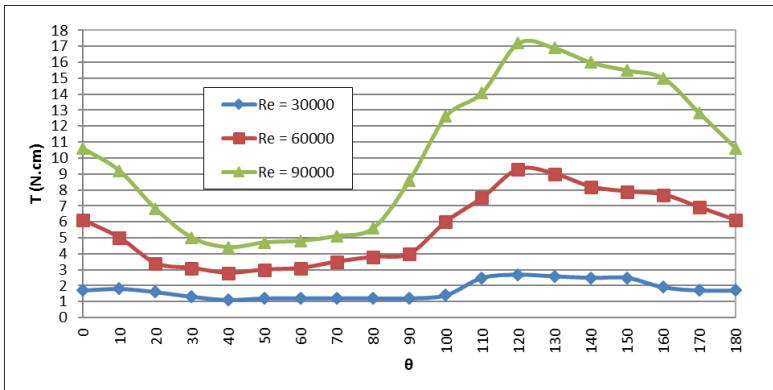
Gambar 4.7 Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (T/T_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

4.4.2 Analisa torsi statis turbin savonius berpengganggu pada jarak $S/D = 1,8$

Gambar 4.8 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 20,32 mm, ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi sudut pada jarak $S/D = 1,8$ dimana pada jarak S/D tersebut memiliki nilai torsi statis paling besar. Penelitian dilakukan dengan sudut bukaan

sudu pada rentang 0° sampai 180° dengan interval kenaikan sebesar 10° .

Gambar 4.8 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Gambar 4.8 memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada sudut 0° sampai 40° nilai torsi statis mengalami penurunan. Sedangkan pada sudut 40° sampai 120° nilai torsi statis mengalami kenaikan. Lalu pada sudut 120° sampai dengan 180° nilai torsi statis kembali mengalami penurunan.



Gambar 4.8 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu sebagai fungsi sudut (θ) pada jarak $S/D = 1.8$

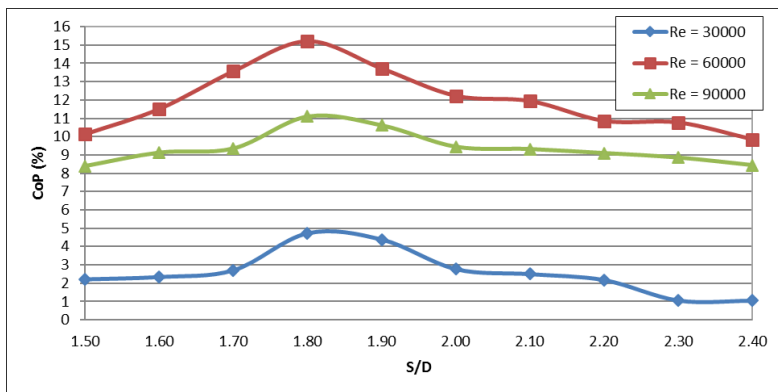
Perubahan posisi sudu mempengaruhi koefisien *drag* masing-masing sudu. *Advancing blade* memiliki koefisien *drag* yang lebih besar daripada *returning blade*. Apabila gaya angin yang diterima *Advancing blade* lebih besar maka akan memberikan

gaya dorong yang lebih besar pada turbin angin Savonius, sehingga nilai torsi statis maksimum akan didapat pada posisi sudut tertentu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian, semuanya menunjukkan nilai puncak (*peak value*) berada pada sudut 140° dengan nilai torsi statis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 2,7 N.cm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 9,3 N.cm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 17.2 N.cm. Hal ini menunjukkan bahwa pada posisi sudut 140° memberikan kinerja optimal pada turbin angin Savonius yang diteliti.

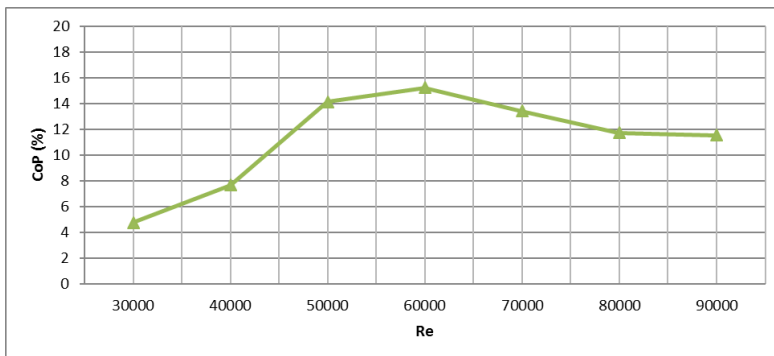
4.4.4 Analisa *Coefficient of Power* (CoP) turbin savonius berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$

Gambar 4.9 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter (d) = 20,32 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi S/D , dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



Gambar 4.9 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius berpengganggu sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.9 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, nilai *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu mengalami kenaikan dan penurunan. Berbeda dengan nilai *Coefficient of Power* pada turbin angin Savonius tanpa pengganggu, pada turbin angin Savonius berpengganggu nilai *Coefficient of Power* terbesar ada pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$. Nilai *Coefficient of Power* memiliki titik optimal pada bilangan Reynolds tertentu. Setelah melewati titik optimal, nilai *Coefficient of Power* akan menurun meskipun bilangan Reynoldsnnya semakin tinggi. Pada gambar 4.9 terlihat bahwa nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ adalah yang paling besar, kemudian disusul berturut-turut oleh nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ dan $3,0 \times 10^4$. Hal ini disebabkan oleh karakteristik turbin angin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini memiliki nilai Re optimal pada $6,0 \times 10^4$ yaitu nilai yang memiliki nilai *Coefficient of Power* maksimal, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.10.



Gambar 4.10 Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) pada jarak S/D = 1,8 sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.10 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter (d) = 20,32 mm sebagai fungsi bilangan Reynolds

(Re) pada jarak S/D 1,8 dimana pada jarak S/D tersebut memiliki performa yang optimal. Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ sampai dengan $9,0 \times 10^4$ dengan kenaikan setiap $1,0 \times 10^4$.

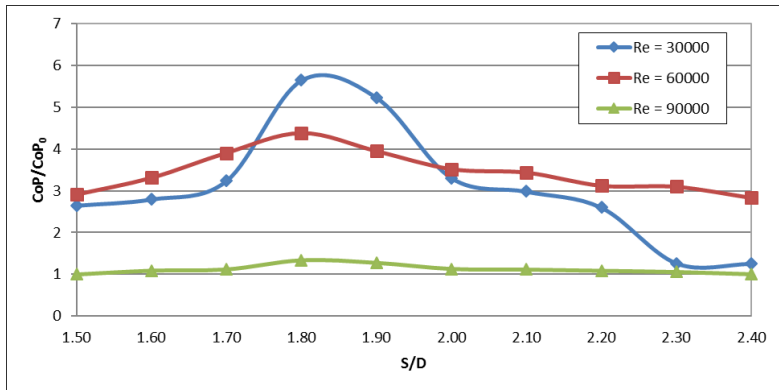
Gambar 4.10 memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu semakin turun. Secara umum, kenaikan bilangan Reynolds diiringi dengan kenaikan *Coefficient of Power* dan Torsi. Pada penelitian ini, nilai *Coefficient of Power* yang didapat dari pengukuran torsi dinamis dan kecepatan sudut (ω) yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius, terlihat bahwa kenaikan bilangan Reynolds tidak diiringi dengan kenaikan daya yang dihasilkan. Berdasarkan grafik diatas, nilai *Coefficient of Power* tertinggi pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ adalah sebesar 15,21 %, sedangkan nilai *Coefficient of Power* terkecil pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 4,76 %.

Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit, dimana hal ini ditunjukkan juga pada hasil penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) dan S.J Lee et al. (2004). Penurunan gaya *drag* pada *returning blade* menyebabkan torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya keluaran yang dihasilkan oleh turbin.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat.

Gambar 4.9 memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan pada nilai S/D. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,8 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan mengalami penurunan pada jarak 1,8 sampai 2,4. Kenaikan dan penurunan nilai *Coefficient of Power* (CoP) merupakan efek pengaruh dari silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*. Penelitian oleh S.J Lee et al. (2004) juga menunjukkan hasil bahwa semakin jauh jarak (L/D), maka pengurangan nilai koefisien *drag* (cd) akan semakin menurun.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D = 1,8 dengan nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 4,54%, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 15,21%, dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 11,10%. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan S/D = 1,8 di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.



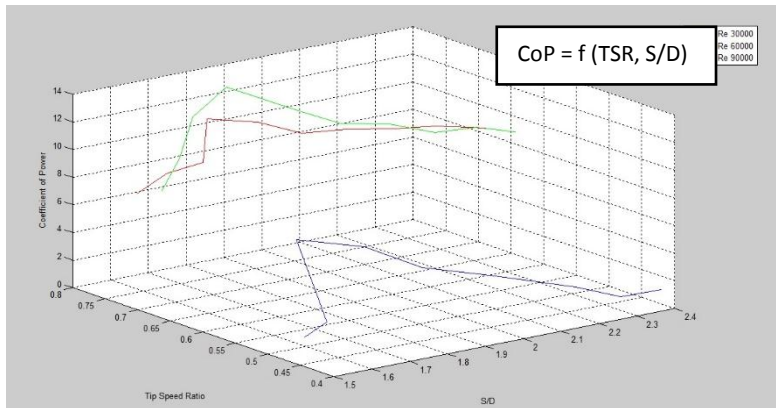
Gambar 4.11 Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.11 menunjukkan grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 20,32 mm dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan *Coefficient of Power* memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini membuktikan bahwa turbin angin Savonius berpengganggu memiliki nilai *Coefficient of Power* yang lebih besar daripada nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa pengganggu di setiap S/D . Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angina, sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Retno Dewi (2016). Nilai perbandingan CoP/CoP_0 paling tinggi berada pada jarak $S/D = 1,8$ karena pada jarak tersebut nilai *Coefficient of Power* memiliki nilai terbesar. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan terbesar nilai *Coefficient of Power* turbin dengan pengganggu dapat mencapai 5,64 kali dari nilai *Coefficient of Power* turbin tanpa pengganggu, sementara untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ dapat mencapai 4,37 kali, dan untuk $Re = 9,0 \times 10^4$ dapat mencapai 1,32 kali bila

dibanding dengan nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

4.4.5 Analisa *Coefficient of Power* (CoP) turbin savonius berpengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada jarak $S/D = 1,5-2,4$

Gambar 4.12 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter (d) = 20,32 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada jarak $S/D = 1,5 - 2,4$; dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Adapun TSR adalah parameter tak berdimensi yang besarnya didapatkan melalui pengukuran kecepatan aliran angin dan kecepatan putar dari turbin Savonius. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



Gambar 4.12 Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu sebagai fungsi TSR dan S/D pada bilangan Reynold $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$

Dari gambar 4.12 terlihat bahwa besar nilai *CoP* turbin Savonius sebanding dengan *Tip Speed ratio* yang dihasilkan.

Semakin besar TSR yang digunakan menghasilkan nilai *CoP* turbin yang lebih besar pula. Adapun nilai *CoP* tertinggi didapatkan ketika TSR yang dihasilkan pun juga maksimal. Pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ besar *CoP* maksimal turbin yang dihasilkan yaitu 4,54% dengan nilai TSR sebesar 0,63; pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ besar *CoP* maksimal turbin yang dihasilkan yaitu 15,21%, dengan nilai TSR sebesar 0,80; pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ besar *CoP* maksimal turbin yang dihasilkan yaitu 11,10% dengan nilai TSR sebesar 0,76. Besar *CoP* turbin semakin menurun seiring dengan penurunan nilai TSR. Gambar 4.12 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan karena dipengaruhi oleh S/D. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,8 nilai *Coefficient of Power* dan TSR mengalami kenaikan dan mengalami penurunan pada jarak S/D 1,8 sampai 2,4.

Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit, dimana hal ini ditunjukkan juga pada hasil penelitian Tsutsui dan Igarashi (2002) dan S.J Lee et al. (2004). Penurunan gaya *drag* pada *returning blade* menyebabkan torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin. Sehingga nilai *Coefficient of Power* dan TSR mengalami kenaikan.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan daya keluaran yang dihasilkan turbin juga meningkat.

Kenaikan dan penurunan nilai *Coefficient of Power* (CoP) merupakan efek pengaruh dari silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*. Penelitian oleh S.J Lee et al. (2004) juga menunjukkan hasil bahwa semakin jauh jarak (L/D), maka pengurangan nilai koefisien *drag* (cd) akan semakin menurun.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak $S/D = 1,8$. Pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 4,54% dan nilai TSR sebesar 0,63; pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 15,21%, dan nilai TSR sebesar 0,80; pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 11,10% dan nilai TSR sebesar 0,76. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan $S/D = 1,8$ di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

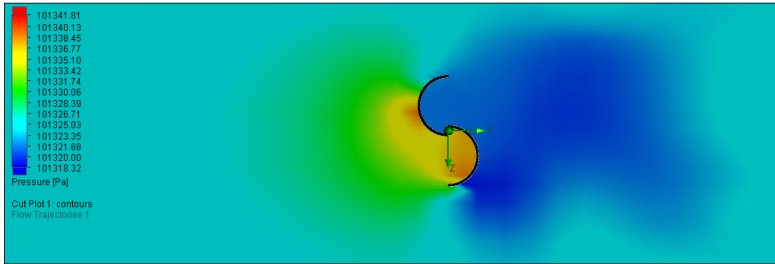
4.4.6 Visualisasi Aliran

Visualisasi aliran yang melewati turbin Savonius dapat dilihat dari beberapa gambar di bawah. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software solidwork pada kondisi *external*, dua dimensi, dan *unsteady*. Hasil yang dianalisis adalah berupa visualisasi aliran, yaitu kontur tekanan dan kecepatan.

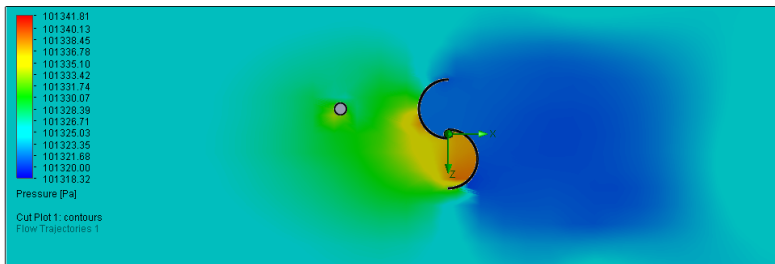
4.4.6.1 Kontur Tekanan

Pada gambar 4.13 menunjukkan hasil simulasi berupa kontur tekanan pada turbin angin savonius tanpa menggunakan penganggu. Dapat terlihat bahwa pada variasi bilangan Reynolds 6×10^4 , kedua sudu mengalami tekanan yang sama pada sudu *advancing* dan *returning blade*. Hal ini menunjukkan bahwa tanpa adanya pemberian penganggu maka sudu *advancing* dan *returning* menerima tekanan yang sama. Sehingga akan menyebabkan terjadinya selisih gaya hambat pada kedua sudu. Prinsip kerja dari turbin angin Savonius adalah karena adanya perbedaan gaya hambat pada kedua sudu dimana sudu *advancing* memiliki gaya hambat yang lebih besar daripada sudu *returning*.

Setelah menggunakan penghalang, dari gambar 4.14 terlihat dari simulasi bahwa tekanan pada bagian sudu *returning blade* menjadi berkurang sedangkan pada bagian belakan *returning blade* tidak mengalami perubahan tekanan. Hal ini akan mengakibatkan gaya hambat pada *returning blade* akan menurun sehingga selisih gaya hambat pada kedua sudu menjadi lebih besar dan secara langsung akan menciptakan torsi yang besar pula. Dengan meningkatnya nilai torsi ini maka akan didapat nilai performa yang akan lebih besar.

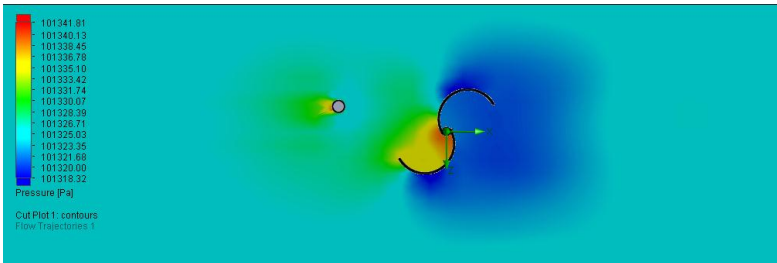


Gambar 4.13 Kontur tekanan turbin angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4

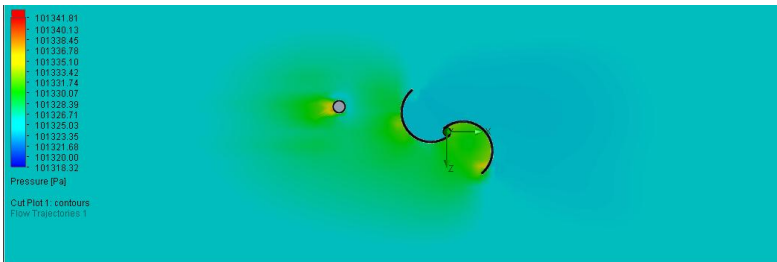


Gambar 4.14 Kontur tekanan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4

Gambar 4.15 dan gambar 4.16 menunjukkan kontur tekanan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu $d/D = 0,2$ pada variasi bukaan sudu 120° dan 40° dan bilangan Reynolds 6×10^4 . Gambar diatas merepresentasikan bukaan sudu paling tidak optimal dan optimal turbin angin Savonius terhadap nilai torsi statis yang dihasilkan. Dimana pada bukaan sudu 40° memiliki nilai torsi statis yang paling kecil, sedangkan pada bukaan sudu 120° memiliki nilai torsi statis yang paling optimal. Pengambilan data ini dilakukan secara eksperimen pada tiap bukaan sudu $0^\circ - 180^\circ$ dengan kenaikan 10° tiap pengambilan data.



Gambar 4.15 Kontur tekanan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudu 120°



Gambar 4.16 Kontur tekanan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds

Dapat dilihat pada gambar 4.15 dan 4.16 bahwa tekanan pada bukaan sudu *advancing* sebesar 120° bernilai lebih besar daripada pada bukaan sudu 40° . Hal ini dikarenakan aliran angin langsung dairahkan menuju sudu *advancing blade*, di mana sudu *advancing blade* memiliki koefisien *drag* yang lebih besar dari sudu *returning blade* sehingga gaya *drag* yang terjadi lebih besar. Fungsi dari penempatan silinder pengganggu adalah menambah selisih gaya hambat pada kedua turbin angin Savonius menjadi lebih besar. Pada bukaan sudu 140° , fungsi dari silinder pengganggu sendiri pun dapat digunakan menjadi penyearah aliran menuju *advancing blade*. Hal ini akan mengakibatkan sudu *advancing* akan memiliki nilai gaya hambat yang bertambah, sedangkan pada

sudu *returning* yang tidak mendapatkan aliran sebanyak sudu lainnya akan mengalami pengurangan gaya hambat sehingga nilai selisih gaya hambat dari kedua sudu akan bertambah. Secara langsung hal ini akan mengakibatkan nilai torsi yang dimiliki oleh turbin angin meningkat dan akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin.

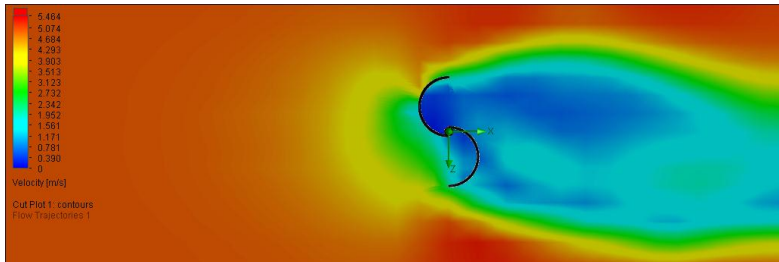
Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* juga akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* tidak mengalami perubahan tekanan, sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat.

4.4.6.2 Kontur Kecepatan

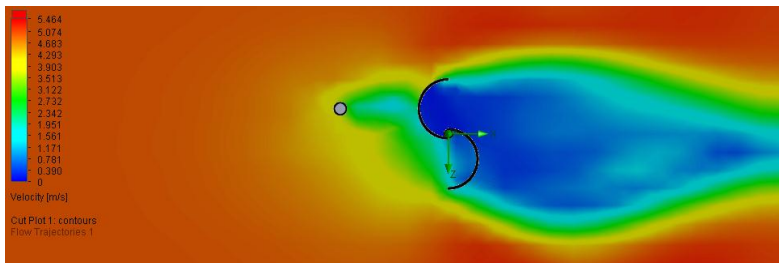
Pada gambar 4.17 menunjukkan fenomena kecepatan aliran yang terjadi pada turbin angin savonius tanpa menggunakan pengganggu. Dari gambar simulasi tersebut dapat terlihat bahwa tanpa adanya silinder pengganggu maka bagian depan sudu *advancing* dan *returning blade* mendapat kecepatan aliran yang sama. Hal ini akan mengakibatkan turbin angin Savonius dapat bekerja yang dikarenakan adanya selisih gaya hambat yang terjadi pada kedua sudu.

Pada gambar 4.18 dapat dilihat dengan adanya silinder pengganggu maka terjadi perubahan kecepatan aliran yang signifikan dan pada sudu *returning blade* turbin Savonius. Hal ini akan memperkecil gaya drag pada bagian *returning blade* dikarenakan daerah wake yang terjadi dibelakang silinder pengganggu akan mempercepat pembentukan *boundary layer* *returning blade* menjadi turbulen. Sehingga titik separasi mundur ke belakang. Fenomena tersebut juga dapat memperkecil gaya

hambat yang terjadi. Sehingga nilai performa dari turbin angin Savonius akan meningkat.



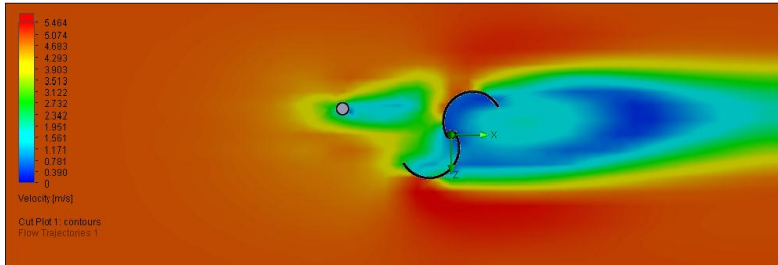
Gambar 4.17 Kontur kecepatan turbin angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4



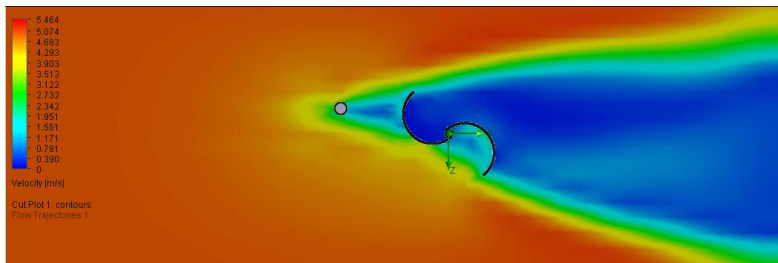
Gambar 4.18 Kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4

Gambar 4.19 dan gambar 4.20 menunjukkan kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu $d/D = 0,2$ pada variasi bukaan sudu 120° dan 40° dan bilangan Reynolds 6×10^4 . Gambar merepresentasikan nilai minimum dan maksimum turbin angin Savonius terhadap nilai torsi statis yang dihasilkan. Dimana pada bukaan sudu 40° memiliki nilai torsi statis yang paling minimum, sedangkan pada bukaan sudu 120° memiliki nilai torsi statis yang paling maksimum. Sebelumnya pengambilan data ini dilakukan secara eksperimen

pada tiap bukaan sudut 0° - 180° dengan kenaikan 10° tiap pengambilan data.



Gambar 4.19 Kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudut 120°



Gambar 4.20 Kontur kecepatan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu ($d/D = 0,2$) dengan jarak (S/D) 1,8 pada bilangan Reynolds 6×10^4 dan variasi bukaan sudut 40°

Dapat dilihat pada gambar 4.19 dan 4.20 bahwa kecepatan pada bukaan sudut 120° bernilai maksimal. Hal ini dikarenakan gaya *drag* pada sudu *advancing blade* lebih besar daripada sudu *returning blade* yang disebabkan oleh perbedaan bentuk permukaan sudu, di mana sudu *advancing blade* memiliki koefisien *drag* yang lebih tinggi sehingga gaya *drag* yang terjadi lebih besar. Fungsi dari penempatan silinder pengganggu adalah menambah selisih gaya hambat pada kedua turbin angin Savonius

menjadi lebih besar. Pada bukaan sudu 120^0 , fungsi dari silinder pengganggu sendiri pun dapat digunakan menjadi penyearah aliran menuju *advancing blade*. Hal ini akan mengakibatkan sudu *advancing* akan memiliki nilai gaya hambat yang bertambah, sedangkan pada sudu *returning* yang tidak mendapatkan aliran sebanyak sudu lainnya akan mengalami pengurangan gaya hambat sehingga nilai selisih gaya hambat dari kedua sudu akan bertambah. Secara langsung hal ini akan mengakibatkan nilai torsi yang dimiliki oleh turbin angin meningkat dan akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada studi eksperimen pengaruh jarak benda pengganggu (S/D) berupa silinder sirkular berdiameter 20,32 cm terhadap performa turbin Savonius ini dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- 1) Penempatan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,2$ telah terbukti efektif meningkatkan performa turbin Savonius yang diteliti, hal ini ditandai dengan kenaikan putaran (n), torsi statis (T), dan *Coefficient of Power* (CoP) turbin dibanding bila turbin tidak diberi silinder pengganggu.
- 2) Putaran terbesar turbin Savonius (n) didapatkan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ sebesar 573 rpm, sedangkan peningkatan terbesar putaran turbin Savonius akibat adanya konfigurasi pengganggu dibandingkan dengan putaran standar turbin Savonius (n/n_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,8$ untuk $Re = 3,0 \times 10^4$ meningkat sebesar 1,8 kali lebih besar dibanding bila turbin tidak diberi silinder pengganggu.
- 3) Torsi statis terbesar turbin Savonius (T) didapatkan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ sebesar 10,6 Ncm, sedangkan peningkatan terbesar torsi statis turbin Savonius akibat adanya konfigurasi pengganggu dibandingkan dengan torsi statis standar turbin Savonius (T/T_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,8$ untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ meningkat sebesar 3,33 kali lebih besar dibanding bila turbin tidak diberi silinder pengganggu.
- 4) *Coefficient of Power* terbesar turbin Savonius (CoP) didapatkan pada $Re = 6,0 \times 10^4$ sebesar 15,21%, sedangkan peningkatan terbesar *Coefficient of Power* turbin Savonius

akibat adanya konfigurasi pengganggu dibandingkan dengan *Coefficient of Power* standar turbin Savonius (CoP/CoP_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,8$ untuk $Re = 3,0 \times 10^4$ meningkat sebesar 5,6 kali lebih besar dibanding bila turbin tidak diberi silinder pengganggu.

- 5) Performa *Coefficient of Power* terhadap besar *tip speed ratio* didapatkan bahwa semakin besar TSR maka semakin besar nilai CoP yang dihasilkan. Adapun nilai CoP maksimum didapatkan sebesar 15,21% pada TSR sebesar 0,80.
- 6) Performa turbin angin Savonius optimal didapatkan pada jarak S/D yaitu 1,8 dan pada penggunaan bilangan Reynolds yang terkecil yaitu $Re = 6,0 \times 10^4$.

5.2 Saran

Adapun saran perihal eksperimen yang telah dilakukan ini adalah sebagai berikut :

- 1) Resolusi pada pegas yang digunakan dalam mengukur torsi dinamis harus ditingkatkan.
- 2) Untuk memperkuat teori sebaiknya ditambahkan bukti berupa nilai torsi statis tiap sudut untuk setiap nilai S/D
- 3) Pengambilan data sebaiknya dilakukan dalam satu kondisi yang sama agar *properties* fluida tidak berubah.
- 4) Pengambilan data torsi dinamis sebaiknya tidak dilakukan hanya pada saat turbin berhenti dengan beban maksimal, tetapi diambil juga saat massa beban belum maksimal dan dihitung nilai putarannya.
- 5) Perlu diperhatikan kelurusan atau kebalans-an poros turbin angin Savonius.
- 6) Perlu ditambahkan *honeycomb* setelah keluaran blower untuk mempercepat hilangnya efek *swirl* akibat motor yang ada pada blower

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dewi, Retno 2016. “Studi eksperimen pengaruh silinder pengganggu di depan returning blade turbin angin Savonius terhadap performa turbin”. **Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu terhadap Diameter Turbin (d/D) = 0,75**
- [2] Fox R.W., McDonald A.T., dan Pritchard P.J. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics 8th edition**. New York City: John Wiley & Sons Inc.
- [3] Altan, B.D., Atılğan, M., dan Ozdamar, A. 2008. “An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2008) 1673–1678.
- [4] Mohamed, M.H., Janiga, G., Pap, E., dan Thévenin, D. 2010. “Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade”. *Renewable Energy* 35 (2010) 2618-2626.
- [5] Saha, U.K., Thotla, S., dan Maity, D. 2008. “Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments”. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 96 (2008) 1359– 1375.
- [6] Triyogi, Y., Suprayogi, D., dan Spirda, E. 2009. “Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of an I-type bluff body as passive control”. DOI: 10.1243/09544062JMES1543
- [7] Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. ***Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream***, *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, Vol 90.
- [8] B2TE – BPPT, Balai Besar Teknologi Energi, Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi., (2015). Peta

Potensi Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB) di
Indonesia dan Hasil Kajian Awal PLTB di 10 Lokasi .

- [9] N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E.Wahba, and M.H. Nasef. "An experimental study on improvement of Savonius rotor performance". *Alexandria Engineering Journal* (2012) 51, 19-25.
- [10] Yulistiyanto, Bambang. *Mekanika Kontinum-Boundary Layer. Diktat Perkuliahan*. Jogjakarta : Universitas Gadjah Mada., 2012
- [11] Lee, S.J., Lee, S.I., Park, C.W. 2004. "Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of a small control rod". *Fluid Dynamics Research* (34) (2004) 233 – 250.

LAMPIRAN

Tabel A1. Data Putaran Turbin angin Savonius

S/D	RPM (n)			n/no		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	110.54	365	523.05	1.275559658	1.145277691	1.025588235
1.60	116.76	380.11	532.09	1.34733441	1.192689049	1.043313725
1.70	135.12	398.53	533.75	1.559196861	1.250486351	1.046568627
1.80	157.08	401.97	573.04	1.812600969	1.261280201	1.123607843
1.90	145.59	375	558.52	1.680013847	1.176655162	1.095137255
2.00	138	372.69	550.76	1.592430187	1.169406966	1.079921569
2.10	124.47	364	543.37	1.436302793	1.142139944	1.065431373
2.20	108.37	358.49	530.49	1.250519271	1.124850957	1.040176471
2.30	105.54	355.56	527.47	1.217862913	1.115657358	1.034254902
2.40	104.71	354.69	514.04	1.208285253	1.112927518	1.007921569
n0	86.66	318.7	510			

Tabel A2. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius

S/D	T (N.cm)			T/To		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	1.2	4.8	8.2	1	1.297297297	1.223880597
1.60	1.3	5	8.6	1.083333333	1.351351351	1.28358209
1.70	1.4	5.6	9.2	1.166666667	1.513513514	1.373134328
1.80	1.7	6.1	10.6	1.416666667	1.648648649	1.582089552
1.90	1.6	5.9	9.4	1.333333333	1.594594595	1.402985075
2.00	1.5	5.2	9.2	1.25	1.405405405	1.373134328
2.10	1.4	5.1	9	1.166666667	1.378378378	1.343283582
2.20	1.4	4.8	8.6	1.166666667	1.297297297	1.28358209
2.30	1.2	4.7	8.5	1	1.27027027	1.268656716
2.40	1.2	4.5	8	1	1.216216216	1.194029851
T0	1.2	3.7	6.7			

Tabel A3. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius pada S/D= 1,8

θ	T (N.cm)		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
0	1.7	6.1	10.6
10	1.8	5	9.2
20	1.6	3.4	6.8

30	1.3	3.1	5
40	1.1	2.8	4.4
50	1.2	3	4.7
60	1.2	3.1	4.8
70	1.2	3.5	5.1
80	1.2	3.8	5.6
90	1.2	4	8.6
100	1.4	6	12.6
110	2.5	7.5	14.1
120	2.7	9.3	17.2
130	2.6	9	16.9
140	2.5	8.2	16
150	2.5	7.9	15.5
160	1.9	7.7	15
170	1.7	6.9	12.8
180	1.7	6.1	10.6

Tabel A4. Data *Coefficient of Power Turbin angin Savonius*

S/D	CoP (%)			CoP/CoP0		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	2.2150	10.1330	8.3795	2.6473	2.9142	1.0007
1.60	2.3396	11.5118	9.1191	2.7962	3.3108	1.0891
1.70	2.7075	13.5784	9.3464	3.2359	3.9051	1.1162
1.80	4.7213	15.2173	11.1019	5.6428	4.3765	1.3259
1.90	4.3759	13.7231	10.6125	5.2300	3.9467	1.2674
2.00	2.7652	12.2277	9.4390	3.3049	3.5167	1.1273
2.10	2.4941	11.9426	9.3124	2.9809	3.4347	1.1122
2.20	2.1715	10.8570	9.0917	2.5953	3.1225	1.0858
2.30	1.0574	10.7683	8.8434	1.2638	3.0969	1.0561
2.40	1.0491	9.8468	8.4267	1.2538	2.8319	1.0064
Standar	0.8710	3.6195	8.3733			

Tabel A5. Data Cop dan TSR Turbin angin Savonius

S/D	CoP (%)			TSR		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	2.214973848	10.13299702	8.379525176	0.444070253	0.734634921	0.701355643
1.60	2.339608707	11.51179127	9.119072673	0.469057742	0.765046794	0.713477343
1.70	2.707501957	13.57835481	9.346381285	0.542815023	0.802120698	0.71570323
1.80	4.721296707	15.21728821	11.10186725	0.631034516	0.809044381	0.768387033
1.90	4.375945935	13.72308127	10.61247435	0.584875956	0.754761905	0.748917224
2.00	2.765210702	12.22766291	9.439043141	0.554384793	0.750112571	0.738511871
2.10	2.494099826	11.94255091	9.312391735	0.500030979	0.732622222	0.728602649
2.20	2.171491911	10.85702048	9.091651529	0.435352753	0.721532254	0.711331909
2.30	1.057392527	10.76828419	8.843374683	0.423983848	0.715635048	0.707282403
2.40	1.049076857	9.846774556	8.426696249	0.420649505	0.713884	0.68927417
Standar	0.870968903	3.619486345	8.373256162	0.3487	0.641446984	0.683856951

Tabel A6. Data Perhitungan bilangan Reynolds dan Cop pada S/D = 1,8

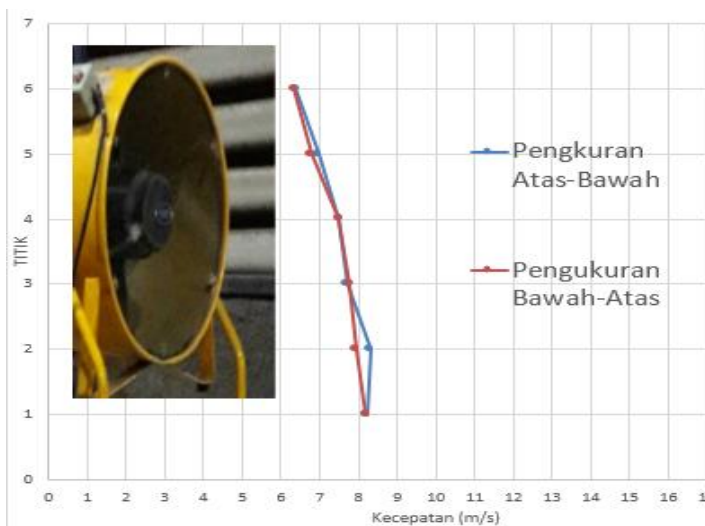
Re	V (m/s)	Pw (watt)	F (N)	T (N.cm)	n (rpm)	ω (rad/s)	PT (watt)	COP (%)
30000	2.474	0.509	0.147	0.147	157.080	16.456	0.024	4.762
40000	3.299	1.205	0.491	0.491	180.080	18.866	0.093	7.677
50000	4.124	2.354	1.177	1.177	270.200	28.307	0.333	14.154
60000	4.948	4.068	1.472	1.472	401.970	42.111	0.620	15.232
70000	5.773	6.460	1.864	1.864	444.220	46.537	0.867	13.427
80000	6.598	9.643	2.158	2.158	500.160	52.398	1.131	11.727
90000	7.423	13.731	2.551	2.551	593.040	62.128	1.585	11.541

A.7 Menentukan Keseragaman Aliran (*Uniform Flow*)

Keseragaman aliran (*uniform flow*) harus diperhatikan dalam melakukan sebuah penelitian mengenai aliran. Hal ini dibutuhkan agar setiap titik pada benda uji mendapat perlakuan yang sama sehingga data yang dihasilkan dalam penelitian menjadi valid. Biasanya untuk menjaga keseragaman aliran benda uji ditempatkan dalam sebuah terowongan uji atau *wind tunnel*, namun pada penelitian kali ini benda uji diletakkan di luar *wind tunnel*, hal ini dimaksudkan agar penelitian ini dikondisikan seperti di kondisi nyata.

Untuk menentukan keseragaman aliran pada kondisi *external flow* lebih sulit dibandingkan pada kondisi *internal flow*.

Karena fluida pada aliran eksternal memiliki sumber yang tidak hanya dari 1 titik, melainkan dari banyak titik. Pada penelitian turbin angin Savonius kali ini, cara untuk mendapatkan keseragaman alirannya ialah dengan mengatur jarak turbin angin Savonius dan blower. Dimana jaraknya adalah sebesar 2m, 2,5m, 3m, 3,5m dan 4m. Untuk mengetahui besar kecepatannya ialah dengan menggunakan anemometer. Kemudian untuk menentukan keseragaman alirannya, maka diambil 6 titik secara vertikal dengan mengatur ketinggian anemometer, sehingga didapatkan besar kecepatan pada 6 titik tersebut. Dan didapatkan bahwa aliran yang hamper mencapai keseragaman aliran (*uniform flow*) didapat pada titik 4m. Berikut merupakan data keseragaman aliran pada jarak turbin dengan blower sebesar 4m.



Gambar A.7 Grafik Keseragaman Aliran pada Jarak 4m

Tabel A.7 Data Kecepatan Angin pada Jarak 4m

Titik	Kecepatan
1	8.2
2	7.94
3	7.79
4	7.49
5	6.78
6	6.33

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

RIWAYAT PENULIS



Satria Bayu Mangkunegoro Siahaan dilahirkan di Kota Pekanbaru pada tanggal 3 Mei 1994. Penulis menempuh pendidikan di SD Santa Maria, SMP Negeri 4 Pekanbaru, dan kemudian SMA Negeri 8 Pekanbaru. Pada tahun 2012, penulis melanjutkan ke perguruan tinggi negeri, tepatnya menjadi mahasiswa di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Selama perkuliahan, penulis aktif menjadi anggota ITS Team Sapuangin periode 2014/2015 dan 2015/2016. Penulis juga terlibat aktif dalam kegiatan organisasi kampus, tercatat sebagai staff divisi Roda 4 Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin periode 2013/2014 dan menjabat Kabiro Riset dan Teknologi divisi Roda 4 Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin periode 2014/2015. Apabila terdapat kritik maupun saran, dapat menghubungi penulis melalui e-mail dengan alamat satria.bayu@hotmail.co.id